

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

Jakson Michael Andretta

**ANÁLISE DO ERRO DE FORMA NA RETIFICAÇÃO INTERNA  
DE ASSENTOS DE BICOS INJETORES**

Dissertação submetida ao Programa de  
Pós-graduação em Engenharia Mecâ-  
nica da Universidade Federal de Santa  
Catarina para a obtenção do Grau de  
mestre em Engenharia Mecânica  
Orientador: Prof. Dr.-Ing. Walter  
Lindolfo Weingaertner

Florianópolis

2012

## Catálogo na fonte elaborada pela biblioteca da Universidade Federal de Santa Catarina

Andretta, Jakson Michael

Análise do erro de forma na retificação interna de assentos de bicos injetores [dissertação] / Jakson Michael Andretta ; orientador, Walter Lindolfo Weingaertner - Florianópolis, SC, 2012.

152 p. ; 21cm

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Retificação interna. 3. Erro de forma. 4. Medição de forças. 5. Transdutores piezelétricos. I. Weingaertner, Walter Lindolfo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Jakson Michael Andretta

## **ANÁLISE DO ERRO DE FORMA NA RETIFICAÇÃO INTERNA DE ASSENTOS DE BICOS INJETORES**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 24 de setembro de 2012.

---

Prof. Júlio César Passos, Dr. Eng.  
Coordenador do Curso

---

Prof. Dr.-Ing. Walter Lindolfo Weingaertner  
Orientador  
Universidade Federal de Santa Catarina

### **Banca Examinadora:**

---

Prof. Jânio Lopes, Dr. Eng.  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Prof. João Carlos Espíndola Ferreira, Ph. D.  
Universidade Federal de Santa Catarina

---

Prof. Rolf Bertrand Schroeter, Dr. Eng.  
Universidade Federal de Santa Catarina



Dedico este trabalho aos meus pais  
Jacir e Zildete e à minha namorada,  
Patrícia.



## AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr.-Ing. Walter Weingaertner pela orientação deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Rolf Schroeter pelo apoio e instruções.

Aos colegas do Laboratório de Mecânica de Precisão da Universidade Federal de Santa Catarina, Adriano Boaron e Daniel Gonçalves, pelo apoio e companheirismo.

Aos demais colaboradores do Laboratório de Mecânica de Precisão que proporcionaram um ambiente de trabalho agradável durante a elaboração deste trabalho.

Ao CNPq pelo suporte financeiro.

À empresa Robert Bosch *GmbH* pela oportunidade de realizar esta pesquisa, especialmente ao Dipl.-Ing. Michael Jung, ao Dipl.-Ing. Herrmann Hartwig e ao técnico Michael Löhrlein pelas informações fornecidas e pelo suporte operacional.

Aos meus pais, Jacir Andretta e Zildete Andretta pelo apoio incondicional e palavras de motivação.

À minha namorada Patrícia, pelo amor e companheirismo.





“O especialista é um homem que sabe cada vez mais sobre cada vez menos, e por fim acaba sabendo tudo sobre nada.”

George Bernard Shaw



## RESUMO

O eixo-ferramenta é um elemento crítico para a rigidez em uma retificadora interna, pois sofre acentuada deformação elástica devido à componente normal da força de retificação, resultando em erros dimensionais e de forma no furo usinado. A fim de minimizar estes erros sem comprometer a produtividade do processo tem-se utilizado o controle da força normal, através do qual um controlador impõe um recuo ao eixo-ferramenta, reduzindo seu tempo de relaxação. Neste trabalho foi verificada a influência da deflexão do eixo-ferramenta sobre o comportamento do erro de forma na retificação interna do assento de cilindros de bicos injetores. Foi estabelecida uma relação entre a componente radial da força normal medida por um sistema com transdutores piezelétricos e o correspondente ângulo do assento para peças retificadas com diferentes valores de velocidade de avanço do rebolo. Esta relação foi comparada a outra, fornecida por um modelo analítico de viga em balanço engastada, com geometria e material idênticos ao do suporte de fixação do rebolo. As medições de força apresentaram elevado nível de incerteza devido à pequena magnitude das forças do processo, às forças de inércia decorrentes da movimentação dos eixos da máquina, à baixa sensibilidade dos transdutores e à baixa repetibilidade do procedimento de calibração. As medições de força evidenciaram, para a maioria das peças retificadas, um contato inesperado entre os carros porta-ferramenta e porta-peça antes da etapa de retificação em vazio, cuja causa não foi elucidada. Os sinais de força das peças não influenciadas por este contato apresentaram média 23% maior e dispersão 60% menor que os demais, além de permitirem uma interpretação visual mais fácil. Por outro lado, não foi perceptível uma influência significativa sobre o erro de forma. A utilização da oscilação de processo resultou em reduções de 41% e 54% na força e erro de forma, respectivamente. O modelo analítico propõe um limite de 1,95 N na força normal para que o erro de forma permaneça dentro da tolerância, valor atestado pelos dados experimentais. Confirmou-se matematicamente a relação linear entre o deslocamento da linha elástica da viga e a componente radial da força normal. A rigidez estimada a partir dos dados experimentais é 36% menor que a proposta pelo modelo analítico.

**Palavras-chave:** retificação interna, controle da força normal, sistemas piezelétricos de medição de força.



## ABSTRACT

Tool spindle is a critical component for the internal grinding machine rigidity, whereas it suffers a substantial elastic deformation due to the normal grinding force, what leads to dimensional and form errors on the machined parts. In order to minimize those errors without losing process productivity the normal grinding force control has been adopted, through a controller imposes a backward movement on the tool spindle, reducing its recovery time. This work analyses the influence of the tool spindle deflection over the form error on the internal grinding of unit-injectors. It was established a relationship between the radial component of the normal force measured by a system with piezoelectric transducers and the corresponding seat angle for grinded parts with several feed rates. Such relationship was compared with another one, obtained by an analytic model of a bending beam with the same geometry and material of the tool shaft. The force measurements showed a high uncertainty level due to the small process forces, inertial forces caused by the machine axis movements, low transducer sensibility and low repeatability of the calibration procedure. The force measurements demonstrated for the majority of grinded pieces an unexpected contact between tool spindle and workpiece spindle prior to the spark-in, whose reason was not discovered. The force signals from the pieces that were not influenced by this contact exhibited a 23% higher mean and a 60% lower variance than the another ones besides an easier visual interpretation. On the other hand no significant influence on the form error was noticed. The use of process oscillation permitted a drawback from 41% on the normal grinding force and 54% on the form error. The analytical model points to an upper limit from 1,95 N for the normal grinding force so that the form error remains within the tolerance – what was attested by the force measurements. It was mathematically proven the linear relationship between normal grinding force and bending beam displacement. The rigidity estimated from the experimental data is 36% lower than that one proposed by the analytical model.

**Keywords:** internal grinding, normal grinding force control, measurement systems with piezoelectric transducers.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de injeção <i>Common Rail</i> .....	33
Figura 2.2 – Componentes de um injetor <i>Common Rail</i> modelo 2.5 .....	34
Figura 2.3 – Funcionamento do injetor – fechado (a) e aberto (b).....	35
Figura 2.4 – Disposição dos componentes do grupo do assento da válvula (a); detalhe do assento da válvula (b); detalhe da câmara de armazenamento do pistão (c) .....	36
Figura 2.5 – Seção longitudinal do cilindro do bico injetor.....	37
Figura 2.6 – Sequência de fabricação do cilindro do bico injetor .....	38
Figura 2.7 – Variantes do processo de retificação com ferramenta rotativa .....	39
Figura 2.8 – Representação esquemática do início do corte na retificação .....	40
Figura 2.9 – Gumes estáticos e gumes cinemáticos .....	41
Figura 2.10 – Condições de contato em três processos de retificação com ferramenta rotativa .....	42
Figura 2.11 – Componentes da força de retificação atuantes sobre o rebolo na retificação cilíndrica interna longitudinal .....	43
Figura 2.12 – Influência da rigidez da máquina sobre a velocidade de avanço radial.....	50
Figura 2.13 – Comportamento da força normal na retificação cilíndrica interna .....	53
Figura 2.14 – Influência da perda de afiação do rebolo sobre a força normal ...	54
Figura 2.15 – Estratégias de redução do tempo de relaxação do eixo-ferramenta: relaxação natural (a), fim de faiscamento intermediário (b) e recuo abrupto do rebolo (c). .....	56
Figura 2.16 – Transição do desbaste para o acabamento através do recuo controlado do rebolo .....	58
Figura 2.17 – Seção transversal de um transdutor piezelétrico para medição de três componentes ortogonais de força.....	60
Figura 2.18 – Deriva temporal no sinal de medição de uma força em degrau ...	61
Figura 2.19 – Montagem em fluxo primário (a) e em fluxo secundário de força (b) .....	64
Figura 3.1 – Representação do <i>layout</i> da máquina e das estações de medição ..	70
Figura 3.2 – Seção transversal da haste de fixação, do corpo-base e do rebolo ..	71
Figura 3.3 – Disco dressador (a) e dressamento do rebolo (b).....	72
Figura 3.4 – Representação da trajetória de um ponto de referência no rebolo em relação à peça na retificação do assento (a); componentes do movimento oscilatório em função do tempo (b) .....	74
Figura 3.5 – Componentes da força de usinagem atuantes sobre o rebolo na retificação do assento do cilindro do bico injetor .....	75
Figura 3.6 – Medidor tátil para o ângulo do assento (a); princípio de medição (b) .....	77
Figura 3.7 – Cadeia de medição e análise dos sinais de força.....	78

Figura 3.8 – Sistemas de coordenadas do transdutor Kistler VarioCOMP 9601A31 e da máquina .....	79
Figura 3.9 – Primeira montagem dos transdutores piezelétricos .....	80
Figura 3.10 – Amplificador Kistler 5015A .....	82
Figura 3.11 – Analisador de sinais OR36 .....	85
Figura 3.12 – Interface do software NVGate® .....	86
Figura 3.13 – Idealização de uma malha de controle para a força normal .....	88
Figura 3.14 – Curva evolvente $F_{n \text{ Max}}(t)$ resultante do limite especificado em $t_a$ .....	88
Figura 3.15 – Procedimento para avaliação de $\theta = f(F_n)$ .....	89
Figura 3.16 – Procedimento para aplicação das forças de calibração na direção X dos transdutores .....	90
Figura 3.17 – Curva de calibração para a primeira montagem dos transdutores piezelétricos .....	91
Figura 3.18 – Montagem inicial dos transdutores, com fluxos secundários de força (a) e nova montagem (b); Componentes do elemento de fixação Kistler 9461 (c) e especificações para preparação das superfícies de montagem dos transdutores (d) .....	93
Figura 3.19 – Sinal de força na direção X e o respectivo espectro de frequência .....	94
Figura 3.20 – Propriedade da superposição para um sistema linear. ....	96
Figura 3.21 – Reconhecimento das etapas do processo através dos sinais referentes à troca da velocidade de avanço fornecidos pelo CNC (retificação de uma peça com oscilação do rebolo) .....	98
Figura 3.22 – Calibração da cadeia de medição de forças .....	99
Figura 3.23 – Método utilizado para interpretar os sinais de $F_{nr}$ (retificação de uma peça sem oscilação do rebolo) .....	100
Figura 4.1 – Modelo de viga em balanço e posicionamento do sistema de coordenadas, da força normal e de suas componentes radial e axial. A posição do rebolo relativamente à peça e os eixos de coordenadas da máquina são mostrados no detalhe .....	103
Figura 4.2 – Comparativo entre o sistema haste de montagem-rebolo real (a) e o modelo simplificado (b); detalhes do rebolo são mostrados em (c). Algumas dimensões foram omitidas devido ao termo de sigilo .....	105
Figura 4.3 – Diagrama de corpo livre e convenção de sentidos para momento reativo ( $M_z$ ), força cortante ( $V_y$ ) e reação normal ( $N_x$ ) .....	108
Figura 4.4 – Inclinação da linha elástica em função da força e da posição na viga. ....	109
Figura 4.5 – Modelo de viga em balanço utilizado para estimar a flexão axial .....	112
Figura 5.1 – Trajetória de um ponto de referência sobre o rebolo ilustrando o movimento relativo entre ferramenta e peça durante a retificação com oscilação .....	118
Figura 5.2 – Comparação entre o comportamento esperado de $F_{nr}$ e o sinal obtido para a retificação sem oscilação .....	119



Figura 5.3 – Sinais de $F_{nr}$ (t) e emissão acústica obtidos para o processo realizado com oscilação ligada .....	120
Figura 5.4 – Posição relativa entre rebolo e peça na posição B1, (dimensões em mm) .....	121
Figura 5.5 – Comportamentos verificados para os sinais de $F_{nr}$ : sinais de difícil interpretação (a) e (b), sinais de fácil interpretação (c) e (d) .....	123
Figura 5.6 – Sinais de $F_{nr}$ do processo executado com recuo de 0,5 mm no zero-peça e $v_f=100\%$ (a), (b) e $v_f=300\%$ (c) .....	125
Figura 5.7 – Sinais de $F_{na}$ (a) e $F_t$ (b) para ensaios do grupo 3A. As linhas tracejadas indicam os pontos de troca de velocidade de avanço. ....	126
Figura 5.8 – Progressão de $F_{nr}$ em função do número de peças retificadas .....	128
Figura 5.9 – Progressão de $\Delta\theta$ em função do número de peças retificadas .....	128
Figura 5.10 – Sinal de $F_{nr}$ da primeira peça retificada com $v_f=200\%$ e oscilação desligada .....	129
Figura 5.11 – Progressão de $F_{nr}$ para os testes realizados com oscilação ligada .....	131
Figura 5.12 – Progressão do erro de forma para os testes realizados com oscilação ligada.....	134
Figura 5.13 – Erro de forma em função de $F_{nr}$ para os ensaios realizados com oscilação desligada. ....	138
Figura 5.14 – Erro de forma em função de $F_{nr}$ para todos os ensaios do grupo 3 – realizados com oscilação ligada.....	139
Figura 5.15 – Erro de forma em função de $F_{nr}$ para os ensaios do grupo 3 sujeitos a pequena influência de perturbações .....	140



## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Propriedades dos transdutores VarioCOMP modelo 9601A31 .....	80
Tabela 3.2 – Algumas características do amplificador K5015A.....	83
Tabela 3.3 – Condições dos ensaios de retificação .....	102
Tabela 4.1 – Momentos de inércia para cada segmento da viga utilizada como modelo .....	107
Tabela 4.2 – Valores máximos das componentes de força normal segundo o tipo de análise .....	115
Tabela 5.1 – Comparação entre médias e desvios-padrão de $F_{nr}$ e do erro de forma para todas as peças do ensaio e apenas para peças pouco influenciadas por perturbações externas .....	136
Tabela 5.2 – Comparação entre $F_{nr}$ e erro de forma para todos os ensaios .....	137
Tabela 5.3 – Comparação entre os valores de rigidez do sistema de fixação da ferramenta propostos pelos modelos analítico e experimental.....	141



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### LETRAS MAIÚSCULAS

$A_{cu}$	$mm^2$	seção transversal de usinagem
$C$	$N.s/mm^3$	fator de força normal
$C_0$	$N.s/mm^3$	fator de força normal inicial
$C_1$	$N.s/mm^5$	fator de cegamento do rebolo
$C_a$	$N.s/mm^3$	fator de força normal no fim de faiscamento
$C_f$	pF	capacitância de <i>feedback</i>
$C_p$	pF	capacitância do cristal piezelétrico
$C_{stat}$	$mm^{-3}$	densidade de gumes estáticos
$D_1$	mm	diâmetro do pino de contato
$D_2$	mm	diâmetro do apalpador móvel
$E$	GPa	módulo de elasticidade
$F$	N	força
$F_a$	N	componente axial da força de retificação
$F_n$	N	componente normal da força de retificação
$F_n'$	N/mm	força normal específica
$F_s$	N	força de retificação
$F_t$	N	componente tangencial da força de retificação
$H$	mm	leitura indireta do ângulo do assento
$H_0$	mm	leitura indireta do ângulo nominal do assento
$I_{zz}$	$mm^4$	momento de inércia em relação ao eixo z
$K_1$	N	constante de força normal específica
$K_2$	mm/s	constante de integração para o cálculo da velocidade de avanço radial efetiva
$L$	mm	comprimento da viga
$L_{kin}$	mm	espaçamento entre gumes cinemáticos
$L_{stat}$	mm	espaçamento entre gumes estáticos
$M_z$	N.mm	momento em relação ao eixo Z
$N_{kin}$	–	número de gumes cinemáticos
$R$	mm	raio
$R_f$	$\Omega$	resistência de <i>feedback</i>
$R^2$	–	coeficiente de correlação
$S_p$	pC/N	sensibilidade do transdutor piezelétrico
$T$	s	constante de tempo da etapa de desbaste
$T_a$	s	constante de tempo da etapa de fim de faiscamento
$T_\mu$	$\mu m$	penetração de início de corte
$V$	V	tensão elétrica
$V_G$	–	fração volumétrica de grãos
$V_L$	–	fração volumétrica de ligante
$V_P$	–	fração volumétrica de poros
$Z'$	$mm^3/mm.s$	taxa de retificação específica

## LETRAS MINÚSCULAS

$a_e$	mm	penetração de trabalho
$a_{e\text{ ef}}$	mm	penetração de trabalho efetiva
$a_p$	mm	profundidade de corte
$b_s$	mm	largura do rebolo
$c$	N.s/mm	fator de amortecimento
$d$	mm	diâmetro
$d_{eq}$	mm	diâmetro equivalente do rebolo
$d_s$	mm	diâmetro externo do rebolo
$d_w$	mm	diâmetro da peça (externo ou interno)
$e$	mm	excentricidade
$h_{cu}$	mm	espessura do cavaco
$i$	A	corrente elétrica
$k$	N/mm	coeficiente de força relacionado à velocidade de avanço
$k'$	N/mm <sup>2</sup>	coeficiente de força específico relacionado à velocidade de avanço
$l_g$	mm	comprimento geométrico de contato rebolo-peça
$m$	kg	massa
$n$	—	tamanho da amostra para regressão linear
$n_d$	s <sup>-1</sup>	rotação do disco dressador
$n_s$	s <sup>-1</sup>	rotação do rebolo
$n_w$	s <sup>-1</sup>	rotação da peça
$q$	—	relação de velocidades de retificação
$q$	pC	carga elétrica
$s_d$	mm	avanço de dressamento
$t$	s	tempo
$t$	—	coeficiente de Student
$t_a$	s	instante de início da etapa de fim de faiscamento
$v_f$	mm/s	velocidade de avanço
$v_{fa}$	mm/s	velocidade de avanço axial
$v_{fd}$	mm/s	velocidade de avanço de dressamento
$v_{fr}$	mm/s	velocidade de avanço radial
$v_{fr\text{ ef}}$	mm/s	velocidade de avanço radial efetiva
$v_s$	mm/s	velocidade tangencial do rebolo
$v_w$	mm/s	velocidade tangencial da peça
$v_w'$	s <sup>-1</sup>	velocidade tangencial específica da peça
$y$	mm	deslocamento da linha elástica

## LETRAS GREGAS

$\alpha$	°	ângulo medido do assento
$\alpha_0$	°	ângulo nominal do assento
$\alpha$	—	nível de significância
$\beta_0$	°	coeficiente linear da reta de regressão
$\beta_1$	°/N	coeficiente angular da reta de regressão
$\Delta$	—	variação

$\Delta r$	—	sobremedida radial
$\varepsilon$	—	deformação
$\theta$	rad	inclinação da linha elástica
$\mu$	—	relação de força de retificação
$\omega_n$	rad/s	frequência natural

## ÍNDICES E EXPOENTES

0	valor nominal / valor de referência
$\emptyset_a$	referente ao início da etapa de fim de faiscamento
$\emptyset_d$	referente ao dressamento
$\emptyset_e$	externo
$\emptyset_{\emptyset\text{ ef}}$	parâmetro efetivo
$\emptyset_i$	interno
$\emptyset_i$	referente à entrada
$\emptyset_s$	referente à saída
$\emptyset_{sm}$	referente ao sistema de medição
$\dot{\emptyset}$	derivada temporal
$\vec{\emptyset}$	indicação vetorial
$\hat{\emptyset}_0$	estimador do parâmetro
$\bar{\emptyset}$	valor médio
$\emptyset'$	por unidade de largura do rebolo (mm <sup>-1</sup> )

## ABREVIATURAS

ASB	<i>Analyser Setting Browser</i> (navegador para configuração do analisador)
ATMO	<i>Assembly Systems and Special Machinery</i> (empresa do Grupo Bosch)
BNC	conector <i>bayonet Neil Concelman</i> (conector para cabos coaxiais)
CA	corrente elétrica alternada
CC	corrente elétrica contínua
CBN	nitreto cúbico de boro
CEP	controle estatístico do processo
CNC	comando numérico computadorizado
CRI	<i>Common Rail injektor</i> (injetor <i>Common Rail</i> )
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i> (Instituto Alemão de Normatização)
ECM	<i>Electrochemical Machining</i> (remoção eletroquímica)
FPB	filtro passa-baixas
FFT	<i>Fast-Fourier Transform</i> (Transformada Rápida de Fourier)
HRC	<i>Rockwell C Hardness</i> (dureza Rockwell C)
LASER	<i>Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation</i> (amplificação da luz por emissão de radiação estimulada)
MOSFET	<i>Metal Oxide Semiconductor Field-Effect Transistor</i> (transistor de efeito de campo de semicondutor de óxido metálico)
PVC	cloreto de polivinila

RJ45	<i>Registered Jack 45</i> (conector de cabo <i>ethernet</i> )
SI	Sistema Internacional de unidades
SLS	<i>Slim Line Transducers</i> (linha de transdutores finos)
TEF	<i>Technical Functions</i> (Departamento de Funções Técnicas da empresa Robert Bosch <i>GmbH</i> em Bamberg)



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b>	<b>29</b>
1.1 OBJETIVOS	30
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>33</b>
2.1 SISTEMAS DE INJEÇÃO <i>COMMON RAIL</i>	33
2.2 FABRICAÇÃO DO CILINDRO DO BICO INJETOR	37
2.3 TECNOLOGIA DA RETIFICAÇÃO	39
2.3.1 Fundamentos sobre a remoção de material	40
2.3.2 Forças no processo de retificação	43
2.3.3 Aspectos tecnológicos sobre rebolos de CBN	45
2.3.4 Condicionamento de rebolos e meios lubri-refrigerantes	47
2.3.5 Retificação interna	48
2.3.6 Comportamento da força normal	49
2.3.7 Controle da força normal na retificação interna	56
2.4 SISTEMAS PIEZELÉTRICOS DE MEDIÇÃO DE FORÇAS	58
2.4.1 Princípio de medição	59
2.4.2 Cadeia de medição	60
2.4.3 Propriedades dos transdutores piezelétricos	63
2.4.4 Montagem de sistemas de medição com piezelétricos	65
<b>3 MATERIAIS E METODOLOGIA</b>	<b>69</b>
3.1 RETIFICAÇÃO DO ASSENTO DO CILINDRO DO BICO INJETOR	69
3.1.1 Máquina-ferramenta	69
3.1.2 Ferramenta	71
3.1.3 Peça	73
3.1.4 Processo de retificação do assento	73
3.1.4.1 Forças no processo de retificação do assento	75
3.1.4.2 Correção do ângulo da ponta do rebolo	75
3.1.4.3 Medição do ângulo do assento	76
3.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE FORÇAS	77

3.2.1 Transdutores piezelétricos	79
3.2.2 Caixa comutadora	81
3.2.3 Cabos	81
3.2.4 Amplificador de carga	82
3.2.5 Analisador de sinais	85
3.3 METODOLOGIA	87
3.3.1 Verificação experimental da influência da componente radial da força normal sobre o ângulo do assento	90
3.3.1.1 Calibração dos transdutores	90
3.3.1.2 Filtragem dos sinais	94
3.3.1.3 Configuração do amplificador de carga e do analisador de sinais	96
3.3.1.4 Calibração e definição dos parâmetros do sistema de medição	98
3.3.1.5 Interpretação dos sinais de força	100
3.3.1.6 Ensaios de retificação	101
<b>4 MODELO PARA DETERMINAÇÃO DA MÁXIMA FORÇA NORMAL</b>	<b>103</b>
4.1 DESCRIÇÃO DO MODELO E CONSIDERAÇÕES	103
4.2 APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DA LINHA ELÁSTICA AO CASO	106
4.2.1 Flexão radial	106
4.2.2 Flexão axial	111
4.2.3 Abordagem conjunta das flexões radial e axial	114
<b>5 RESULTADOS</b>	<b>117</b>
5.1 INTERPRETAÇÃO DOS SINAIS DE FORÇA	117
5.2 LIMITAÇÕES DO SISTEMA DE MEDIÇÃO	126
5.3 RESULTADOS DAS MEDIÇÕES DE FORÇA	127
5.3.1 Ensaios realizados com oscilação desligada	127
5.3.2 Ensaios realizados com oscilação ligada	129

5.3.2.1 Ensaaios realizados com oscilação ligada e pequena influência de perturbações	135
<b>5.3.3 Comparação entre ensaios realizados com oscilação ligada e desligada</b>	<b>136</b>
5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS	138
<b>6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>143</b>
6.1 CONCLUSÕES	143
6.1.1 Considerações sobre o processo	144
6.1.2 Considerações sobre o sistema de medição	144
6.1.3 Considerações sobre o método de condução dos ensaios	145
6.1.4 Considerações sobre os resultados experimentais e o modelo analítico	146
6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	147
<b>7 REFERÊNCIAS</b>	<b>149</b>



## 1 INTRODUÇÃO

O processo de retificação é de grande importância na produção industrial de peças que requerem uma elevada exatidão geométrica e dimensional aliada a uma boa qualidade na superfície usinada. Este é um processo complexo, onde diversos parâmetros variáveis no tempo atuam concomitantemente. O compromisso entre qualidade e produtividade na retificação requer o desenvolvimento de meios que maximizem a racionalização e a qualidade do processo (KARPUSCHEWSKI, PAUL, 1993; JUNG *et al.*, 2005).

Apesar dos avanços no desenvolvimento de máquinas-ferramenta e da utilização de novas tecnologias na retificação interna, a melhora no desempenho deste processo ainda constitui-se um desafio. Suas particularidades, tais como a limitação do diâmetro do rebolo pelo diâmetro do furo, o grande comprimento de contato ferramenta-peça, a dificuldade de penetração do meio lubri-refrigerante na zona de corte e a reduzida rigidez da máquina – principalmente da haste de montagem do rebolo – limitam a aplicação, na retificação interna, das variáveis de entrada responsáveis pelos resultados positivos obtidos em outros processos de retificação, segundo diversos autores *apud* Dietrich (1984) e Jürgenhake (1979).

Na retificação interna, o eixo-ferramenta e a haste de fixação do rebolo constituem os pontos críticos, uma vez que sua rigidez equivalente é substancialmente menor que a destes componentes na retificação externa. Esta baixa rigidez se reflete no erro dimensional e de forma (conicidade) do furo produzido, conforme verificaram vários autores *apud* Dietrich (1984) e Jürgenhake (1979). Neste processo, há uma estreita relação entre a rigidez da máquina, o tempo de fabricação e o erro de forma resultante. Neste contexto, a medição de forças em processo ganhou importância e foi por diversas vezes detalhadamente estudada (DIETRICH, 1984; JÜRGENHAKE, 1979).

Além de erros sistemáticos usuais inerentes à retificação interna, acontecem outros, de caráter aleatório, que interferem significativamente nos resultados obtidos. Dentre estes, pode-se citar a variação dimensional e de material da peça, bem como a perda de afiação do rebolo (JÜRGENHAKE, 1979). Como opção para reduzir os erros ocasionados por tais interferências pode-se optar pelo controle da força normal, onde o erro dimensional e de forma advindo da deflexão do eixo-ferramenta e da haste do rebolo pode ser compensado pelo reposicionamento do carro porta-ferramenta. Tal procedimento pode ser viabilizado pela medição

da força por transdutores e controle da velocidade de avanço do rebolo (HAHN, 1964 *apud* JÜRGENHAKE, 1979).

Sistemas de monitoramento oferecem a possibilidade de avaliar diversas grandezas do processo, inclusive reconhecendo e controlando perturbações por meio da comparação entre o processo corrente e outro, considerado como “ideal” (KÖNIG *et al.*, 1995). Na retificação interna a integração de sistemas de monitoramento ou de medição é dificultada devido à reduzida acessibilidade à zona de corte. Além disto, a alta rotação dos eixos e as pequenas forças provenientes do processo constituem um grande desafio à sensibilidade dos sistemas de medição (DIETRICH, 1984). Outra dificuldade significativa consiste na determinação de limites para os parâmetros do processo que possibilitem a distinção entre meras interferências na medição e influências danosas ao processo. Estes limites não são facilmente determináveis e normalmente devem ser avaliados particularmente para o caso (KÖNIG *et al.*, 1995).

Na planta da Robert Bosch *GmbH*, na cidade de Bamberg, Alemanha, a empresa produz injetores do sistema *Common Rail* para utilização em veículos de passeio e utilitários. Devido às severas condições de funcionamento deste sistema, a fabricação dos componentes do injetor requer um controle de qualidade muito rígido. O método usualmente empregado pela empresa é o Controle Estatístico de Processo (CEP) (ROBERT BOSCH, 2009b), onde a medição do parâmetro de interesse em uma amostra de tamanho representativo é utilizada para reconhecimento de eventuais falhas no processo de fabricação.

Em processos onde as exigências de qualidade são consideradas críticas, como o caso da retificação do cilindro do bico injetor, a produção de grandes lotes em máquinas de elevado nível de automação tem sido acompanhada por sistemas de monitoramento. Tais sistemas visam a um aumento da produtividade combinada à redução da quantidade de refugos produzidos.

Este trabalho foi realizado em parceria entre o Laboratório de Mecânica de Precisão (LMP), da Universidade Federal de Santa Catarina (UFSC) e a divisão *Diesel Systems* da empresa Robert Bosch *GmbH*, na cidade de Bamberg.

## 1.1 OBJETIVOS

O objetivo foi delimitado da seguinte maneira: verificar teórica e experimentalmente a influência da deflexão do eixo-ferramenta sobre o comportamento do erro de forma do assento do cilindro do bico injetor no processo de retificação interna. Os resultados deverão ser utilizados

para uma análise futura da aplicação de um sistema de controle da força normal, visando a aumentar a capacidade do processo de retificação do ângulo do assento do cilindro do bico injetor. Na abordagem experimental foi estabelecida uma relação entre as medições de uma componente da força normal obtida através de um sistema com transdutores piezelétricos e do correspondente ângulo do assento para peças retificadas com diferentes valores de velocidade de avanço do rebolo. Na abordagem teórica foi desenvolvida uma relação entre a mesma componente da força normal e a inclinação da linha elástica em um modelo de viga em balanço unilateralmente engastada, representando o eixo-ferramenta. A abordagem experimental inclui configurar a cadeia de medição de forças, calibrando os transdutores piezelétricos e ajustando os parâmetros de aquisição do sistema de medição.





## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 SISTEMAS DE INJEÇÃO *COMMON RAIL*

As exigências cada vez mais rígidas quanto à redução de consumo, de emissão de poluentes nos gases de exaustão e funcionamento mais silencioso do motor constituem um grande desafio para os fabricantes de sistemas de injeção de combustível. Para atender a tais requisitos, os sistemas devem permitir ciclos muito precisos quanto à dosagem e aos tempos de pré- e pós-injeção, além de alta pressão para uma fina atomização do combustível na agulha. Um dos sistemas mais adequados a estas necessidades para os motores de ciclo Diesel é o *Common Rail*. O seu diferencial construtivo é a presença do *rail* (reservatório de armazenamento a alta pressão), do qual o combustível é direcionado para o injetor correspondente a cada cilindro do motor. Desta forma, a pressão de injeção independe tanto da quantidade injetada, quanto da rotação do motor. O *rail* é alimentado por uma bomba de alta pressão. As informações relativas aos transdutores e atuadores são processadas pelo Controlador Eletrônico de Injeção. A Figura 2.1 apresenta um exemplo de motor Diesel de quatro cilindros com os diversos componentes de um sistema *Common Rail* (ROBERT BOSCH, 2009c).

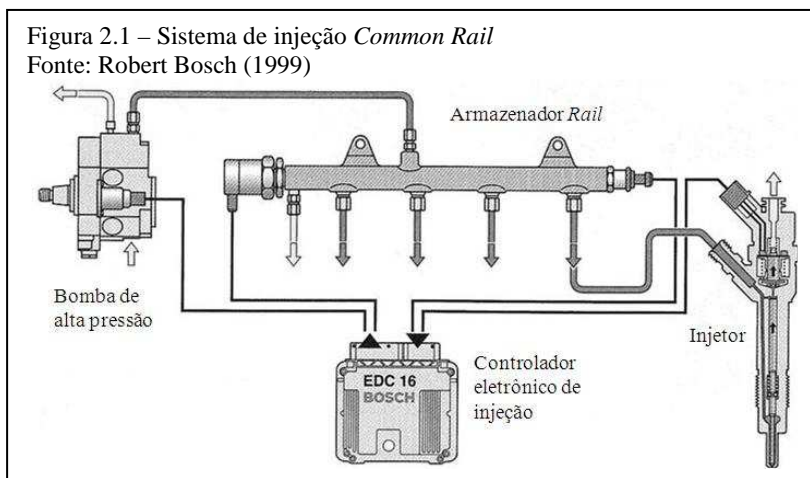
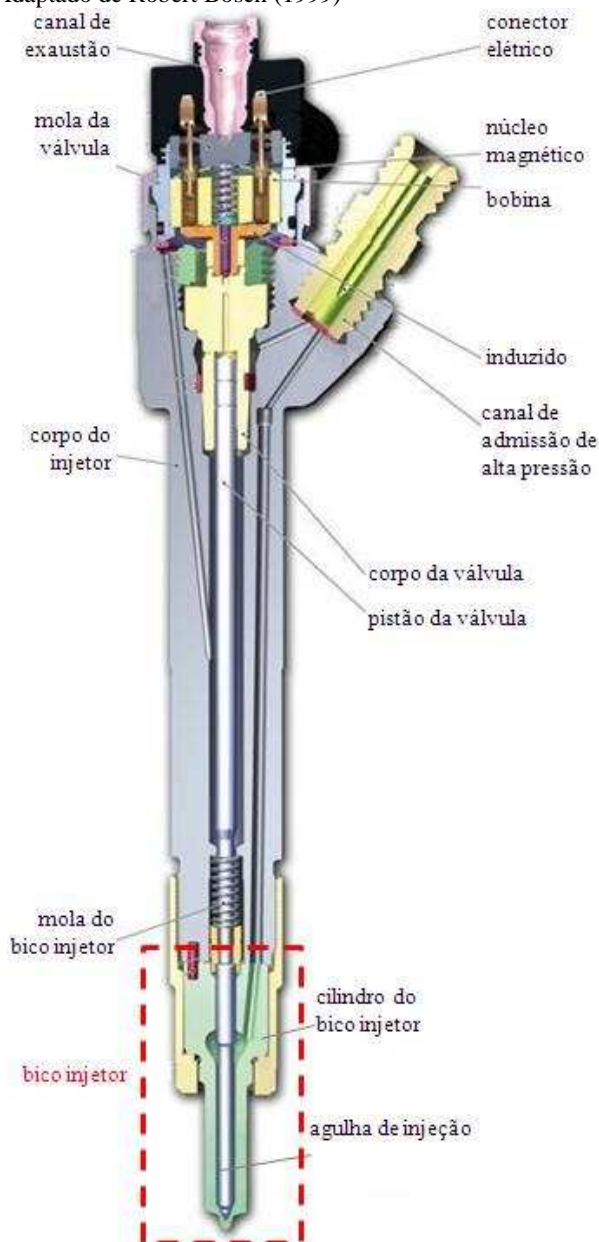


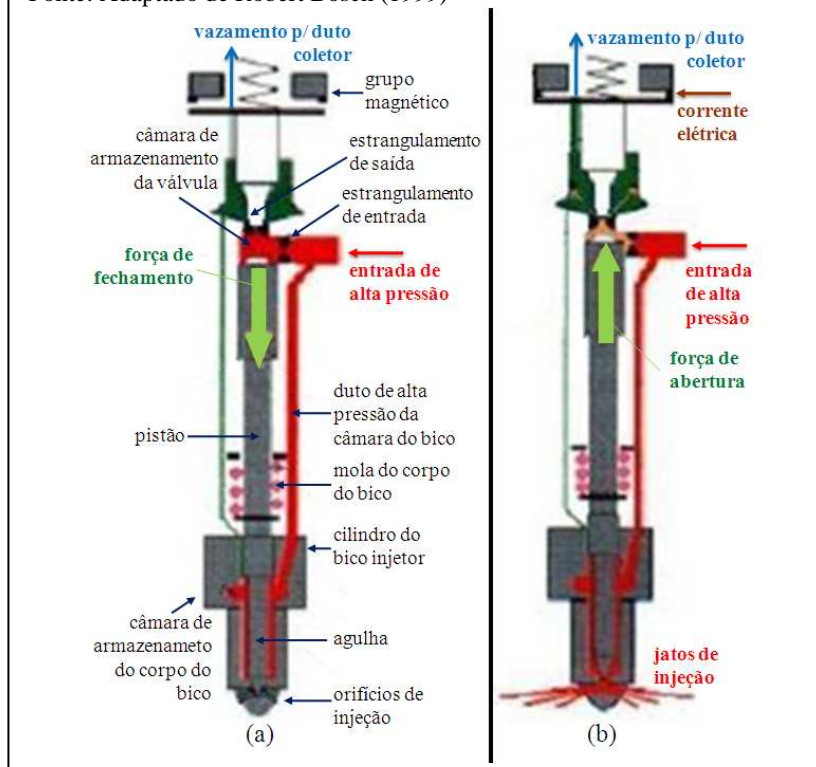
Figura 2.2 – Componentes de um injetor *Common Rail* modelo 2.5  
Fonte: Adaptado de Robert Bosch (1999)



O injetor representa o núcleo do sistema de injeção *Common Rail*. Devido a severas condições de operação, como pressão de até 1.800 bar, tempo de injeção da ordem de 1 ms, quantidades ínfimas de combustível injetado, bem como elevadas temperaturas na câmara de combustão, os injetores devem ser produzidos segundo rígidas tolerâncias de fabricação (ROBERT BOSCH, 2003). A Figura 2.2 mostra um típico injetor modelo CRI 2.5 da empresa Robert Bosch (injetor *Common Rail* da segunda geração para veículos utilitários).

Figura 2.3 – Funcionamento do injetor – fechado (a) e aberto (b)

Fonte: Adaptado de Robert Bosch (1999)



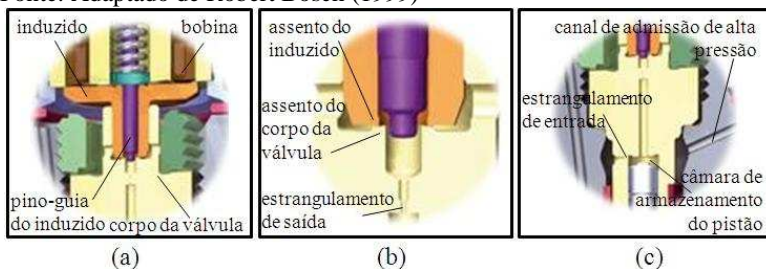
Este modelo compreende basicamente quatro grupos de componentes: bico injetor, assento da válvula, grupo magnético e corpo do injetor. O detalhe da Figura 2.2 mostra o bico injetor e seus componentes: cilindro do bico e agulha. O assento da válvula compreende o pistão, o corpo da válvula e a mola do bico injetor. Induzido, pino-guia do indu-

zido, bobina e núcleo magnético são os principais componentes do grupo magnético (ROBERT BOSCH, 1999).

A Figura 2.3 sistematiza o funcionamento do injetor em dois momentos distintos: aberto (quando combustível é injetado) e fechado. Quando o injetor está fechado, a bobina não recebe corrente elétrica. Assim, devido à atuação da mola da válvula e do pino-guia do induzido (Figura 2.4-a), o induzido é pressionado contra o assento do corpo da válvula, obstruindo seu estrangulamento de saída (Figura 2.4-b) (ROBERT BOSCH, 1999; 2003).

Figura 2.4 – Disposição dos componentes do grupo do assento da válvula (a); detalhe do assento da válvula (b); detalhe da câmara de armazenamento do pistão (c)

Fonte: Adaptado de Robert Bosch (1999)



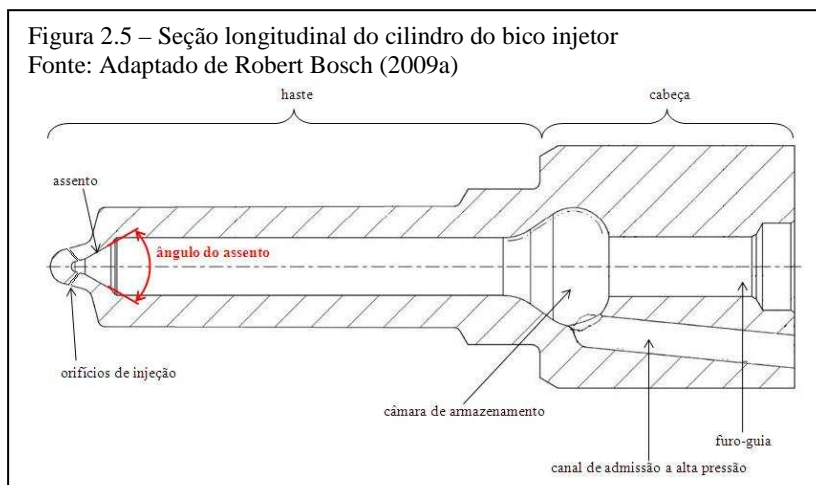
Mesmo com o motor em funcionamento e o injetor fechado, a bobina não recebe corrente elétrica. O combustível advindo do canal de admissão de alta pressão se divide em duas partes: uma parte flui pelo estrangulamento de entrada em uma câmara de armazenamento localizada sobre o pistão (Figura 2.4-c); a outra flui pelo duto de alta pressão para a câmara localizada no cilindro do bico injetor (Figura 2.2). A pressão é aproximadamente igual tanto na câmara sobre o pistão quanto na câmara do cilindro do bico. Como a agulha possui uma área de contato com o combustível menor que a do pistão, age sobre aquela uma pressão diferencial, fazendo-a obstruir os orifícios de injeção. Devido à folga entre a agulha e o cilindro do bico, surge um pequeno vazamento de combustível, o qual é levado novamente ao tanque por um duto coletor (ROBERT BOSCH, 1999, 2003).

Com o fluxo de corrente elétrica pela bobina, surge um campo magnético, que atrai o induzido. Assim, não há mais contato entre os assentos do induzido e do corpo da válvula, tal que o estrangulamento de saída é desobstruído (Figura 2.4-b). O combustível armazenado flui para

fora da câmara sobre o pistão e a pressão sobre este diminui. Desta forma, a pressão diferencial sobre a agulha inverte sua direção, de forma que a outrora força de fechamento se transforma numa força de abertura. Os orifícios de injeção são assim liberados e o processo de injeção tem início (ROBERT BOSCH, 1999, 2003).

## 2.2 FABRICAÇÃO DO CILINDRO DO BICO INJETOR

A Figura 2.5 apresenta a seção longitudinal do cilindro do bico injetor, com destaque para o ângulo do assento. O furo-guia serve para orientar a trajetória da agulha. O combustível advindo do estrangulamento de saída do corpo da válvula é levado até a câmara de armazenamento através do canal de admissão a alta pressão. Enquanto não há corrente elétrica pela bobina, os orifícios de injeção são obstruídos pelo contato entre a agulha e o assento do cilindro do bico injetor (HOFFMANN *et al.*, 1997).



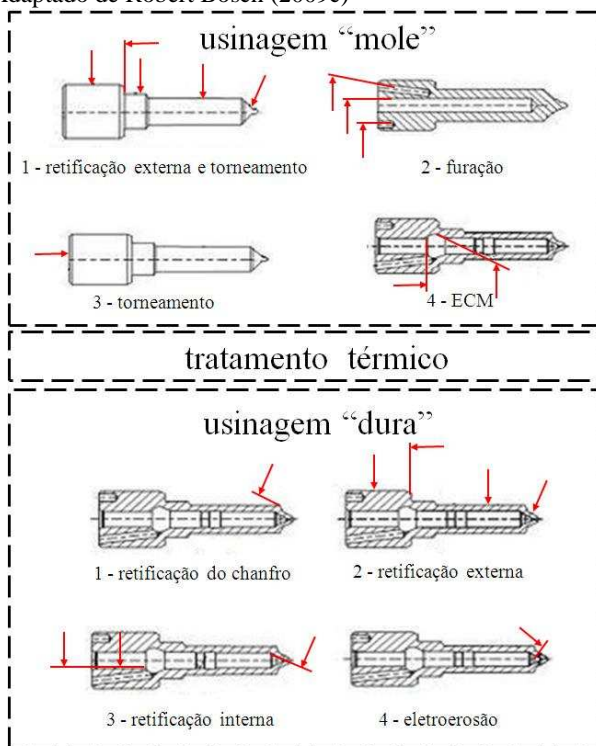
Devido às severas condições de operação, notadamente pressão e temperatura elevadas, a agulha e o cilindro do bico injetor devem apresentar um pequeno desvio no ângulo de assento e na concentricidade entre si. Caso contrário, podem ocorrer vazamentos que reduzem a pressão e alteram a duração das injeções, comprometendo o rendimento do sistema de injeção. Assim, a fabricação do assento do cilindro do bico requer cuidados especiais para satisfazer às suas rígidas tolerâncias dimensionais, de forma e de superfície. Tal tarefa é dificultada pela exi-

gência de pequenos tempos de fabricação inerentes à produção seriada (informação verbal)<sup>1</sup>.

A Figura 2.6 apresenta a sequência de processos de fabricação do cilindro do bico injetor, os quais são agrupados por ocorrerem antes ou após o tratamento térmico (ROBERT BOSCH, 2009c). Como material é utilizada uma liga de cromo-níquel tratada termicamente.

Figura 2.6 – Sequência de fabricação do cilindro do bico injetor

Fonte: Adaptado de Robert Bosch (2009c)



Os processos de tratamento térmico incluem cementação, têmpera, sub-resfriamento e revenimento. A etapa de retificação do assento encontra-se no terceiro grupo de processos após o tratamento térmico (ROBERT BOSCH, 2009c).

<sup>1</sup> Informação fornecida pelo engenheiro Michael Jung, na empresa Robert Bosch GmbH, em Bamberg (Alemanha), em novembro de 2009.

2.3 TECNOLOGIA DA RETIFICAÇÃO

A norma DIN8589 reúne os processos de retificação, brunimento, lapidação, tamboreamento e jateamento no grupo denominado “usinagem com gumes de geometria não-definida” (DIN, 1985 *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005). A característica comum a estes processos é que a remoção de material é procedida por grãos abrasivos de geometria não uniforme que são postos em interferência com a peça. No processo de retificação, os grãos abrasivos permanecem presos de forma rígida ao ligante, compondo o rebolo. Ao percorrerem uma trajetória de interferência com a peça, os grãos imprimem marcas lineares sobre a superfície daquela, resultantes da remoção de material (TÖNSHOFF, DENKENER, 2004; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

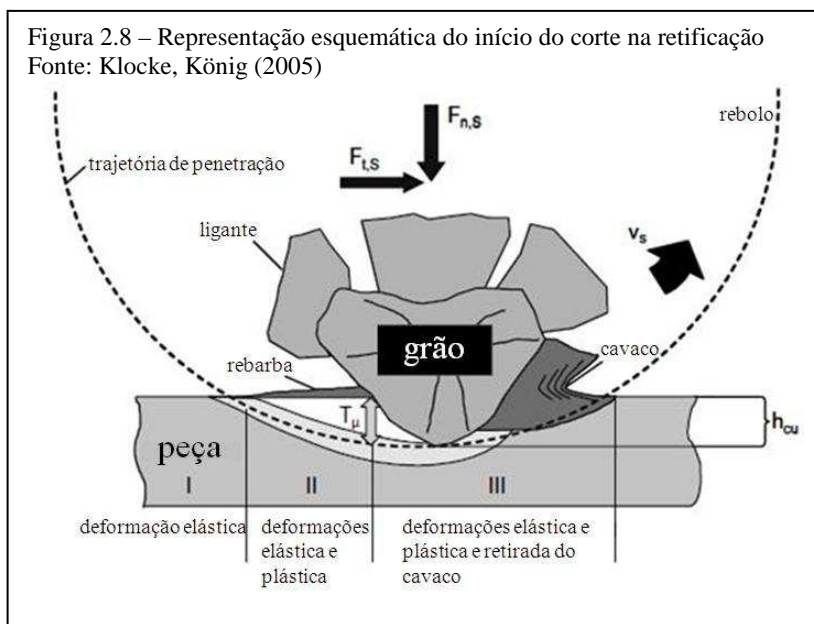
A retificação está entre os processos de usinagem mais utilizados na indústria. Isto porque, devido à possibilidade de diversas variações cinemáticas e de composição, perfil e tamanho do rebolo, a retificação torna-se viável e competitiva em uma ampla gama de aplicações de usinagem (KLOCKE, KÖNIG, 2005). A Figura 2.7 ilustra algumas variações cinemáticas do processo.

Figura 2.7 – Variantes do processo de retificação com ferramenta rotativa  
Fonte: Klocke, König, 2005

	Cilíndrica		Plana	Planetária	
	Externa				Interna
	entre-pontas	centerless			
Circunferencial-transversal					
Circunferencial-longitudinal					
Lateral-transversal					

### 2.3.1 Fundamentos sobre a remoção de material

O movimento relativo entre ferramenta e peça permite que os grãos penetrem nesta segundo uma trajetória pré-determinada, quase plana. Inicialmente ocorrem apenas deformações elásticas. Posteriormente surge uma região onde, devido às deformações plásticas, ocorre escoamento de material (Figura 2.8) (KLOCKE, KÖNIG, 2005).



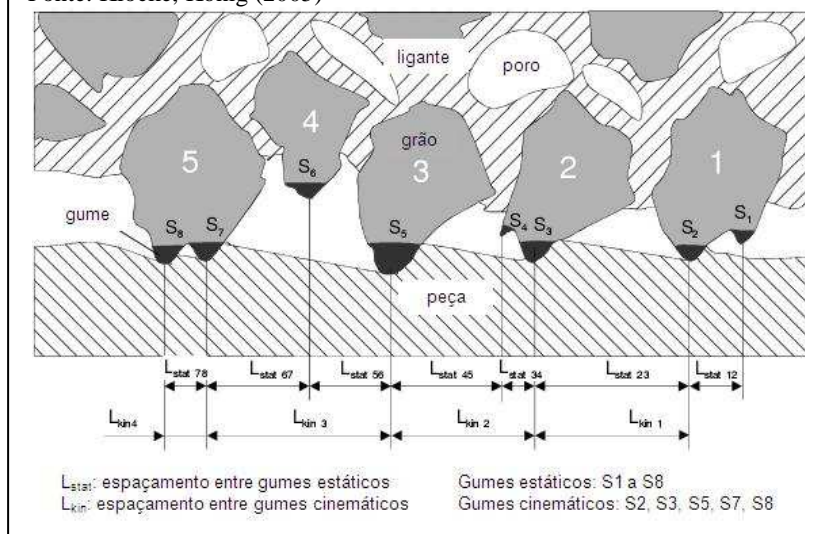
Em decorrência do arredondamento do gume, o ângulo entre o contorno deste e a superfície de trabalho inicialmente é muito pequeno, tal que não há formação de cavaco. O material ou é empurrado para os lados, formando as rebarbas, ou escoar por baixo do grão abrasivo, no sentido do flanco do mesmo. Segundo diversos autores *apud* Klocke e König (2005), apenas quando o gume penetrou suficientemente na peça, ou seja, quando a espessura de cavaco  $h_{cu}$  corresponde à penetração do início de corte  $T_\mu$ , é que se inicia a formação de cavaco propriamente dita. Como os mecanismos de escoamento e de formação de cavacos ocorrem simultaneamente, apenas uma parcela da espessura de usinagem é aproveitada para remoção de material: a espessura efetiva de usinagem  $h_{cu\ ef}$ .



A retificação é o resultado do conjunto de interações dos diversos grãos que entram em interferência simultaneamente com a peça (Figura 2.9). Todas as arestas de grãos que se sobressaem ao ligante na superfície do rebolo são consideradas gumes estáticos. Um grão pode ter mais de um gume estático em um determinado momento. No entanto, nem todos os gumes estáticos efetivamente entram em interferência com a peça, mas apenas os mais salientes. Estes são denominados gumes cinemáticos. Na superfície do rebolo, a região vazia compreendida entre grãos adjacentes e ligante (*Spanraum*) é utilizada para armazenar cavacos recém-removidos da região da peça que ainda está em contato com o rebolo até que esta fique novamente livre. O número de gumes estáticos por unidade de volume vazio na superfície (*Spanraum*) é denominado densidade de gumes estáticos, ou  $C_{stat}$  (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Figura 2.9 – Gumes estáticos e gumes cinemáticos

Fonte: Klocke, König (2005)



Um parâmetro que influencia diretamente a capacidade de o rebolo armazenar cavacos é o comprimento geométrico de contato,  $l_g$ , o qual representa uma boa aproximação do arco de interferência entre rebolo e peça. Para um mesmo valor de avanço da ferramenta, ocorrem diferentes relações de penetração (e comprimentos de contato distintos) para a retificação externa, interna e plana (STEFFENS, 1983 *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Quanto maior o comprimento de contato, mais porosa deve ser a estrutura do rebolo para alojar os cavacos recém-formados e permitir a penetração do meio lubri-refrigerante na zona de corte. Além disto, com um arco de interferência maior, o número de gumes cinemáticos cresce, o que se reflete em uma maior quantidade de cavacos gerados (TÖNSHOFF, DENKENER, 2004). O comprimento de contato, descrito pela equação 2.1, é uma função da penetração de trabalho,  $a_e$ , e do diâmetro equivalente do rebolo,  $d_{eq}$ .

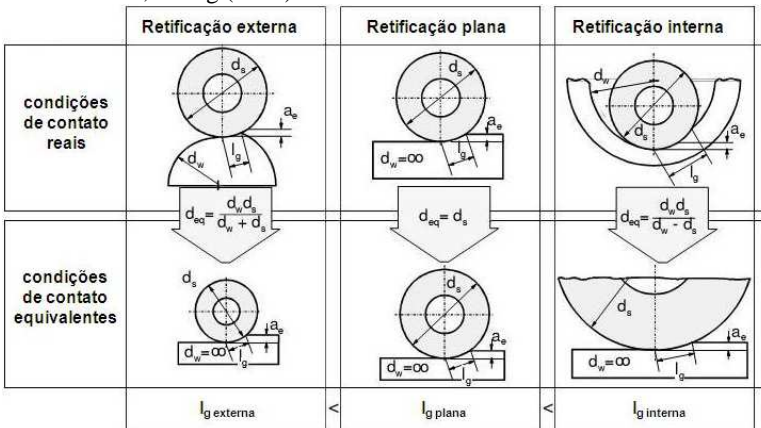
$$l_g = \sqrt{a_e \cdot d_{eq}} \quad (2.1)$$

O diâmetro equivalente (equação 2.2) representa o diâmetro do rebolo na retificação cilíndrica interna ou externa correspondente ao diâmetro que este teria no processo de retificação plana, para as mesmas condições de contato (KLOCKE, KÖNIG, 2005). A Figura 2.10 mostra que o maior comprimento de contato ocorre na retificação cilíndrica interna.

$$d_{eq} = \frac{d_s \cdot d_w}{d_s - d_w} \quad (2.2)$$

Figura 2.10 – Condições de contato em três processos de retificação com ferramenta rotativa

Fonte: Klocke, König (2005)

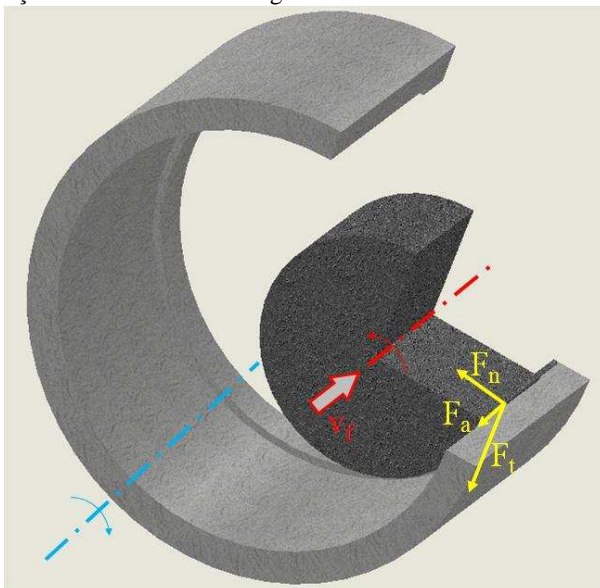


### 2.3.2 Forças no processo de retificação

Durante o processo de retificação incide sobre cada grão abrasivo uma força com magnitude e direção específica, a força de retificação  $\vec{F}_s$ , que é a soma vetorial de todas as forças que atuam sobre o grão. A força de retificação pode ser decomposta em três componentes ortogonais entre si: tangencial ( $\vec{F}_t$ ), normal ( $\vec{F}_n$ ) e axial ( $\vec{F}_a$ ) – equação 2.3. A magnitude das componentes varia de um grão para outro devido ao formato aleatório destes, tal que a força de retificação sobre a ferramenta como um todo é a soma vetorial das forças de corte que atuam momentaneamente sobre os gumes cinemáticos da parte do rebolo que está atuando (KLOCKE, KÖNIG, 2005). Um exemplo da disposição espacial das componentes de  $\vec{F}_s$  sobre o rebolo é mostrado na Figura 2.11.

$$\vec{F}_s = \vec{F}_t + \vec{F}_n + \vec{F}_a \quad (2.3)$$

Figura 2.11 – Componentes da força de retificação atuantes sobre o rebolo na retificação cilíndrica interna longitudinal



Wern (1971, *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005) relaciona a força normal por unidade de largura do rebolo ( $F_n'$ ) com outros parâmetros do processo conforme a equação 2.4 e a seção transversal de usinagem local ( $A_{cu}$ ) conforme a equação 2.5.

$$F_n' = \int_0^{l_g} K_1 \cdot A_{cu}(l) \cdot N_{kin}(l) dl \quad (2.4)$$

$$A_{cu} \sim v_w^{1/3} \quad (2.5)$$

Segundo diversos autores *apud* Jürgenhake (1979), grandes comprimentos de contato estão relacionados a seções transversais de usinagem reduzidas, o que implica em valores elevados de força de retificação específica, semelhantemente ao que ocorre nos processos de usinagem com ferramentas com gumes de geometria definida.

Devido às interações de diversos grãos abrasivos com a peça, as componentes da força de retificação apresentam um amplo espectro de frequência. Entretanto, o valor médio da força, descrito pela parcela quase-estática, depende basicamente dos parâmetros do processo, das características do rebolo, da peça e da máquina.

O quociente entre a força tangencial e a força normal é denominado relação de força de retificação,  $\mu$ , e caracteriza a relação de atrito entre os grãos abrasivos e a peça na zona de corte, ou seja, a capacidade de corte da ferramenta e a eficiência de usinagem (equação 2.6). No início do processo, onde há predominantemente deformação, a componente normal, com a qual o gume é pressionado contra a peça, é substancialmente maior que a componente tangencial, de tal forma que a relação da força de usinagem assume um valor relativamente pequeno (menor eficiência do processo). À medida que os cavacos são formados, a componente tangencial aumenta, assim como a relação de força de retificação. Rebolos com gumes mais afiados e de menor raio permitem a formação de cavacos antecipadamente em relação a gumes cegos, o que caracteriza maiores relações de força de retificação (STEFFENS, 1983; VITS, 1985 *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005).

$$\mu = \frac{F_t}{F_n} \quad (2.6)$$

A relação de força de retificação apresenta valor sempre inferior à unidade, já que o ângulo de saída dos gumes é sempre negativo. Além disto, diminui à medida que o rebolo se desgasta. Tanto o volume de material usinado quanto a dureza do rebolo contribuem para a redução mais rápida da relação de força de retificação (JÜRGENHAKE, 1979).

### **2.3.3 Aspectos tecnológicos sobre rebolos de CBN**

A escolha do material dos grãos em um rebolo é dependente das particularidades de cada caso. As principais características necessárias aos grãos são (KLOCKE, KÖNIG, 2005):

- Elevada dureza e tenacidade para permitir o corte sem que ocorra um desgaste demasiadamente rápido;
- Alta estabilidade térmica, visando evitar fissuras decorrentes dos elevados gradientes de temperatura inerentes ao processo;
- Considerável estabilidade química, já que as elevadas temperaturas do processo aceleram as reações de difusão.

Os materiais abrasivos superduros (nitreto cúbico de boro – CBN e diamante) apresentam dureza significativamente maior que os materiais convencionais, sendo utilizados em aplicações mais severas quanto à dureza do material usinado e temperaturas resultantes do processo, possibilitando a obtenção de tolerâncias de forma e dimensionais mais estreitas. As principais vantagens do CBN frente ao diamante são a alta estabilidade térmica e a possibilidade de retificar materiais ferrosos. Devido à sua alta condutividade térmica, são possíveis velocidades de corte mais elevadas que as obtíveis na retificação com grãos abrasivos convencionais (TÖNSHOFF, DENKENER, 2004; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

O ligante possui a função de manter os grãos presos ao rebolo até que eles atinjam o máximo grau de desgaste permissível e posteriormente liberá-los, para que novos grãos afiados executem a remoção de material. Por isto, as pontes de ligante devem ser suficientemente resistentes para suportar o aumento da força de retificação decorrente do desgaste dos grãos abrasivos. A espessura de tais pontes de ligação é, entretanto, restringida pela necessidade de poros para alojar cavacos e meio lubrificante (TÖNSHOFF, DENKENER, 2004; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Para grãos de CBN são utilizados predominantemente ligantes cerâmicos vitrificados. Suas principais propriedades são:

- resistência química a óleos e água;
- elevado módulo de elasticidade;
- fragilidade e relativa sensibilidade a choques mecânicos;
- resistência ao calor, mas vulnerabilidade a variações bruscas de temperatura (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

O coeficiente de dilatação térmica do ligante deve ser compatível ao dos grãos de CBN para uma extensa faixa de temperaturas de modo a evitar o surgimento de trincas nas pontes de ligação devido às altas temperaturas atingidas na zona de corte (JÜRGENHAKE, 1979).

As propriedades do rebolo dependem das frações volumétricas de grãos, ligante e poros. Basicamente um aumento do tamanho dos grãos ocasiona um aumento na dureza da ferramenta e possibilita maior taxa de retificação em detrimento da rugosidade. O aumento da parcela volumétrica de ligante proporciona um rebolo mais resistente ao desgaste macro-geométrico (como a perda de grãos), ao passo que a capacidade de armazenamento de cavacos diminui. A escolha das frações volumétricas de grãos, ligante e poros é limitada pela mínima resistência mecânica do rebolo e pelas exigências do processo de fabricação (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Os grãos de alta de dureza como diamante e CBN são substancialmente mais caros que os grãos abrasivos convencionais. Para evitar que os grãos se desprendam do rebolo antecipadamente, a parcela volumétrica de ligante nos rebolos de CBN é maior que nos convencionais – varia de 10% a 48% naquele caso e de 5% a 25% neste (JÜRGENHAKE, 1979; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Para tornar economicamente viável a aplicação de rebolos de alta dureza é necessária uma taxa de retificação maior, o que implica em maiores valores de rotação do rebolo do que para ferramentas convencionais. Além disto, os rebolos de alta dureza não são maciços – apenas uma fina camada de grãos abrasivos (*Schleifbelag*) é depositada sobre um corpo-base, que deve apresentar alta condutividade térmica, alta resistência mecânica e bom amortecimento de vibrações. Estas propriedades são em parte contraditórias e implicam numa relação de compromisso entre elas. Os principais materiais utilizados na fabricação dos corpos de rebolos de superabrasivos são o metal-duro, alumínio, aço, bronze, cerâmicas, resina sintética com recheio metálico ou não-metálico e resina sintética com reforço de fibras. Os corpos-base metálicos apresentam a maior rigidez, sendo os preferidos para aplicações de altas velocidades periféricas (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

### 2.3.4 Condicionamento de rebolos e meios lubri-refrigerantes

Tanto no estado de entrega pelo fornecedor quanto após um longo período de uso, os rebolos não se encontram num estado adequado para a retificação devido a erros macroscópicos, como de circularidade e de ondulação, e ao desgaste. O condicionamento de rebolos, através da limpeza e do dressamento, tem por objetivo tornar a ferramenta capaz de atender às exigências do processo (KLOCKE, KÖNIG, 2005). Através da limpeza são removidos restos de cavacos, grãos e ligante que obstruem os poros da ferramenta. Já o dressamento é dividido em perfilamento e afiação. Os objetivos do perfilamento são garantir a circularidade requerida ao rebolo, bem como a precisão geométrica de seu perfil. Através da afiação é alterada sua topografia (forma e distribuição dos grãos) (MINKE, 1999). Um rebolo rugoso é mais afiado, permitindo elevadas taxas de retificação. Quando liso, ao contrário, induz a altas forças e temperaturas decorrentes da remoção de material, embora proporcione menor rugosidade (ARDELT, MEYER, 2003).

As deformações elásticas e plásticas inerentes ao processo de formação de cavacos, bem como o atrito entre rebolo e peça geram uma grande quantidade de calor na retificação, da qual as maiores partes são absorvidas por peça e ferramenta, resultando eventualmente em alterações dimensionais e micro-estruturais relevantes. A utilização de meios lubri-refrigerantes na retificação, como o próprio nome diz, permite principalmente:

- Reduzir o atrito entre rebolo e peça pela formação de um filme lubrificante;
- Refrigerar a zona de corte, retirando uma parcela considerável do calor gerado;
- Remover os cavacos da zona de corte e dos poros do rebolo, permitindo que estes alojem mais cavacos gerados posteriormente (GROF, 1977; LOWIN, 1980 *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Como meios lubri-refrigerantes são utilizados basicamente óleos e emulsões de óleo em água. Óleos apresentam melhor lubrificação da zona de corte e melhor resistência à corrosão que emulsões, mas menor capacidade de remoção de calor. Devido à sua boa capacidade de lubrificação, o óleo proporciona menores valores de força de retificação e maior qualidade na superfície usinada comparativamente a emulsões. A redução na força de retificação é mais significativa para maiores taxas

de retificação específica, devido principalmente à intensa redução na componente tangencial (VITS, 1985 *apud* KLOCKE, KÖNIG, 2005). Jürgenhake (1979) verificou menores valores de força normal e menor desgaste usando óleo mineral ao invés de emulsão na retificação cilíndrica interna com rebolos de CBN.

### 2.3.5 Retificação interna

A retificação interna apresenta algumas particularidades em relação aos demais processos de retificação, o que torna a sua realização por vezes mais difícil e menos eficiente.

Neste processo, o diâmetro do reboło não pode ser escolhido arbitrariamente, pois é limitado pelo diâmetro interno da peça. Desta maneira, principalmente para furos de diâmetro reduzido, não é possível tirar proveito do uso de altas velocidades de corte, tais como a maior qualidade na superfície usinada e a redução das forças de retificação e do desgaste (KLOCKE, KÖNIG, 2005). Além disto, em diversas situações o eixo-ferramenta deve operar em rotações muito altas para contrabalançar o reduzido diâmetro do reboło, o que, comparativamente às pequenas forças que normalmente ocorrem no processo, dificulta sobremaneira a integração de sistemas de medição de força. O uso de sistemas de monitoramento de modo geral é prejudicado pelo reduzido espaço disponível inerente à natureza da retificação interna (DIETRICH, 1984).

O fato de o diâmetro do reboło ser sempre menor que o do furo faz com que a frequência de contato de um mesmo grão com a peça seja muito maior que na retificação externa. Para rebolos convencionais, isto ocasiona maior desgaste radial e de quina, que resulta em alterações dimensionais e de forma da peça, bem como na necessidade de ciclos mais frequentes de dressamento. Para rebolos de superabrasivos, os quais trabalham sem auto-afiação, predomina o desgaste por cegamento dos grãos (micro-desgaste), o que implica no aumento da força e da potência de retificação, levando eventualmente a deflexões significativas no eixo-ferramenta e também a erros dimensionais e de forma (JÜRGENHAKE, 1979; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Outra dificuldade reside no fato de o comprimento de contato entre reboło e peça ser muito maior que no processo de retificação externa equivalente (conforme mostra a Figura 2.10). À medida que o diâmetro do reboło se aproxima ao da peça, tanto o diâmetro equivalente quanto o comprimento de contato crescem (equações 2.1 e 2.2). No limite,  $d_{eq}$  tende ao infinito (equação 2.7), enquanto  $l_g$  tende à circunferência do furo (equação 2.8), impossibilitando a retirada de cavacos e a penetração



de meio lubri-refrigerante. Para aumentar o espaço de acondicionamento de cavacos, diversos autores *apud* Jürgenhake (1979) e Klocke e König (2005) recomendam o uso de rebolos com porosidade aberta, granulometria grosseira e pequena fração volumétrica de ligante, configuração desaconselhável para os casos onde a rugosidade apresenta tolerâncias estreitas.

$$\lim_{d_s \rightarrow d_w} d_{eq} = \infty \quad (2.7)$$

$$\lim_{d_s \rightarrow d_w} l_g = \pi \cdot d_w \quad (2.8)$$

A escolha do diâmetro do rebolo é uma relação de compromisso neste processo. Maiores diâmetros minimizam a influência do desgaste radial e das reduções dimensionais devido aos ciclos de dressamento, além de proporcionarem maiores velocidades de corte, o que reduz a força de retificação. Por outro lado, com o aumento do diâmetro o comprimento de contato cresce e assim, também a força normal, bem como a dificuldade de penetração de fluido de corte e de armazenamento de cavacos. Jürgenhake (1979) recomenda uma relação de diâmetros entre rebolo e peça de 0,8 para a retificação interna com rebolos de CBN. Para maiores relações de diâmetro a influência do comprimento de contato predomina sobre a da velocidade de corte, resultando num aumento da força normal. Para rebolos convencionais, Piegert (1965 *apud* JÜRGENHAKE, 1979) identificou os valores mínimos de força para a relação de diâmetros de 0,6.

Por fim, na retificação interna o eixo-ferramenta apresenta uma rigidez substancialmente menor que na retificação externa. Especialmente no caso de furos profundos e de pequeno diâmetro, a deflexão do eixo-ferramenta implica em consideráveis erros dimensionais e de forma, o que exige taxas de remoção volumétrica muito menores que na retificação externa. Para otimizar o tempo de fabricação, é prática comum a divisão do processo em diversas etapas com sucessivas reduções da velocidade de avanço (DIETRICH, 1984; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

### 2.3.6 Comportamento da força normal

O uso de velocidades de avanço elevadas visando a aumentar a taxa de retificação e a produtividade do processo conflita com a necessidade de obtenção de peças com boa qualidade na superfície usinada e

pequenos erros dimensionais e de forma. À medida que tais requisitos tornam-se mais severos, a configuração dos parâmetros de retificação fica mais difícil, sendo muitas vezes impossível satisfazê-los através de um processo de etapa única (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Classicamente a retificação é executada em três etapas em função da velocidade de avanço: desbaste, acabamento e fim de faiscamento (*Ausfunken*). O desbaste apresenta a maior velocidade de avanço, visando à maior remoção de material em menor tempo possível, de forma a aproximar a peça rapidamente às suas dimensões finais. Uma pequena sobremedida é deixada para o acabamento, onde, utilizando-se uma velocidade de avanço substancialmente menor, as tolerâncias dimensionais e de forma necessárias são obtidas. Por fim, no fim de faiscamento a velocidade de avanço é reduzida a zero e mantida por alguns segundos, o que permite atingir a qualidade desejada na superfície usinada. A remoção de material realizada nesta fase é devida exclusivamente à relaxação elástica das deformações remanescentes da etapa de acabamento (KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Na retificação cilíndrica interna transversal a taxa de retificação específica (por unidade de largura do rebolo) é expressa na equação 2.9:

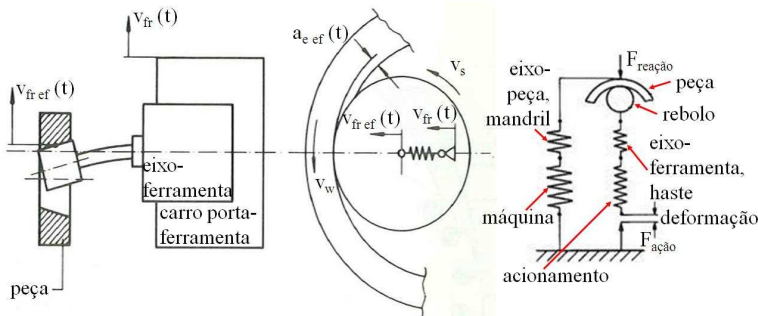
$$Z' = \pi \cdot d_w \cdot a_e \cdot n_w. \quad (2.9)$$

A penetração de trabalho,  $a_e$ , é relacionada à velocidade de avanço radial,  $v_{fr}$ , segundo a equação 2.10 (KLOCKE, KÖNIG, 2005):

$$a_e = \frac{v_{fr}}{n_w}. \quad (2.10)$$

Figura 2.12 – Influência da rigidez da máquina sobre a velocidade de avanço radial

Fonte: adaptado de Jürgehake (1979) e Dietrich (1984)



Entretanto, após o contato entre rebolo e peça a velocidade de avanço radial imposta pelo carro porta-rebolo é reduzida pela deformação da máquina, resultando na velocidade de avanço radial efetiva  $v_{fr\ ef}$ , conforme ilustra a Figura 2.12 (JÜRGENHAKE, 1979; DIETRICH, 1984).

A força normal entre rebolo e peça cresce à medida que os sistemas mecânicos de fixação do rebolo (rebolo, haste de montagem, eixo-ferramenta, acionamento, máquina) e de fixação da peça (peça, eixo-peça, máquina) se deformam. Hahn (1964) e Tönshoff (1974) *apud* Jürgehake (1979) sugerem que estes dois sistemas mecânicos estejam submetidos a uma deformação elástico-linear, tal que a força normal e a penetração de trabalho efetiva  $a_{e\ ef}$ , poderiam ser relacionadas por um fator de proporcionalidade (equação 2.11). Este fator, o coeficiente de força relacionado à velocidade de avanço (*zustellungsbezogener Kraftquotient*), representa a rigidez combinada de ambos os sistemas mecânicos – de fixação do rebolo e de fixação da peça.

$$F_n = k \cdot a_{e\ ef} \quad (2.11)$$

A velocidade de avanço radial efetiva é então relacionada à força normal e à rigidez da máquina conforme a equação 2.12 (JÜRGENHAKE, 1979).

$$v_{fr\ ef} = v_{fr} - \frac{d\left(\frac{F_n}{k}\right)}{dt} \quad (2.12)$$

A análise das equações 2.9 a 2.12 indica que a taxa de retificação específica é influenciada pela força normal. Esta, por sua vez, depende da rigidez da máquina, a qual assume um valor finito. Desta maneira, a taxa de retificação específica efetiva difere da taxa idealizada, resultando em um erro dimensional ou de forma (conicidade) no furo em qualquer processo real (DIETRICH, 1984).

A solução desta equação diferencial proposta por Jürgehake (1979) é dada na equação 2.13, onde a constante  $K$  é obtida através das condições de contorno:

$$v_{fr\ ef}(t) = K_2 \cdot e^{\frac{k}{c \cdot b_s \cdot \pi \cdot d_w} t} + v_{fr} \quad (2.13)$$

Para o desbaste assume-se que  $v_{\text{fr ef}}$  é nula no instante  $t = 0$  s, o que resulta na equação 2.14 para a descrição do comportamento da velocidade de avanço radial efetiva:

$$v_{\text{fr ef}}(t) = v_{\text{fr}} \cdot (1 - e^{-t/T}). \quad (2.14)$$

A constante  $T$  define a taxa com que  $v_{\text{fr ef}}$  cresce e é detalhada na equação 2.15:

$$T = \frac{b_s \cdot C \cdot \pi \cdot d_w}{k}. \quad (2.15)$$

Jürgenhake (1979) define a constante de tempo  $C$  como uma medida do grau de afiação do rebolo, a qual provém da relação expressa na equação 2.16. Quanto maior seu valor, maior a força normal resultante no processo, sendo por isto denominada “fator de força normal” (*Normalkraftfaktor*). Assim, o grau de afiação do rebolo constitui outro fator de influência sobre o erro dimensional e de forma no furo. A redução da influência do desgaste sobre a qualidade da peça tem sido o principal motivo da aplicação de rebolos de superabrasivos, como os de CBN, na retificação interna.

$$C = \frac{k'}{v_w} \quad (2.16)$$

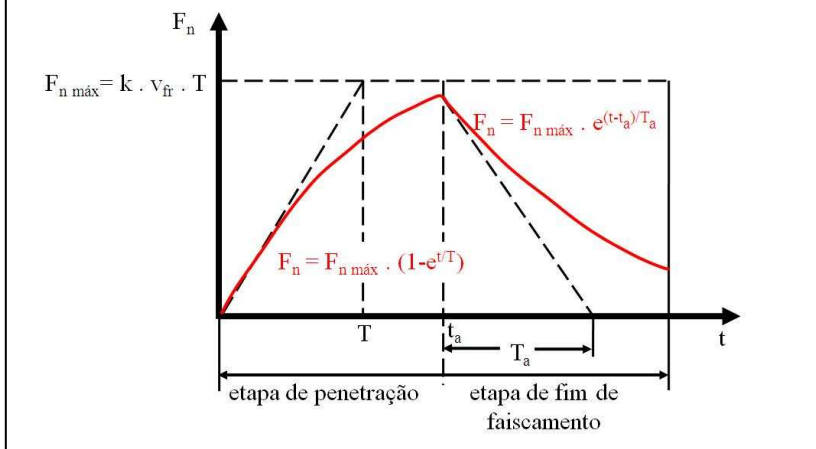
Por fim, a expressão da força normal em função do tempo, segundo a deformação elástica linear, é obtida pela integração da equação 2.14:

$$F_n(t) = k \cdot v_{\text{fr}} \cdot T \cdot (1 - e^{-\frac{t}{T}}). \quad (2.17)$$

Desta forma, a força normal assume um comportamento exponencial em função do tempo, caracterizando um atraso de resposta do sistema mecânico a um estímulo abrupto (aumento da velocidade de avanço radial). Tal atraso é determinado pela constante de tempo  $T$  (JÜRGENHAKE, 1979; KLOCKE, KÖNIG, 2005), conforme mostra a Figura 2.13.

Figura 2.13 – Comportamento da força normal na retificação cilíndrica interna

Fonte: Jürgenhake (1979)



Esta fase transiente também é observada na redução abrupta da velocidade de avanço radial, como a que ocorre na transição do desbaste para o acabamento e deste para o fim de faiscamento. No último caso, a expressão da força normal é dada na equação 2.18 (JÜRGENHAKE, 1979):

$$F_n = k \cdot v_f \cdot T \cdot e^{-\left(\frac{t-t_a}{T_a}\right)}. \quad (2.18)$$

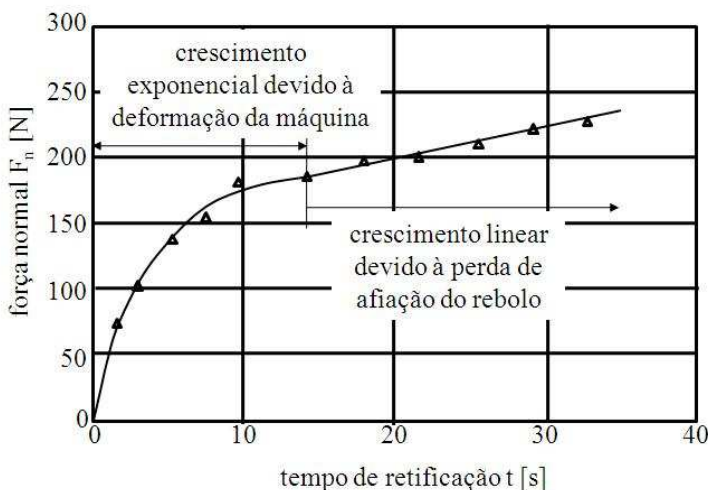
O parâmetro  $T_a$  é definido como a constante de tempo no início da etapa de faiscamento, conforme a equação 2.19 e depende do fator de força normal do rebolo,  $C_a$ , que quantifica o grau de afiação do rebolo neste instante. Este, por sua vez, é função do grau de afiação logo após o dressamento ( $C_0$ ) e da “taxa de cegamento” (*Abstumpfungsfaktor*)  $C_1$ , como mostra a equação 2.20 (JÜRGENHAKE, 1979).

$$T_a = \frac{b_s \cdot C_a \cdot \pi \cdot d_w}{k} \quad (2.19)$$

$$C_a = C_0 + C_1 \cdot v'_w \quad (2.20)$$

Tais constantes, características do rebolo, devem ser obtidas experimentalmente através de ensaios de retificação de longa duração que promovem o desgaste acentuado na ferramenta. O comportamento da força normal verificado por Jürgehake (1979) nestes ensaios mostra que para rebolos de superabrasivos como os de CBN, os quais trabalham sem auto-afiação, a força normal cresce linearmente após um determinado instante, e não mais de forma exponencial (Figura 2.14). Tal fenômeno é mais perceptível na retificação interna do que na externa, por causa do maior desgaste que ocorre naquele processo. Por isto é importante avaliar a influência da perda da afiação do rebolo sobre o comportamento da força normal, principalmente em se tratando de rebolos de superabrasivos (JÜRGENHAKE, 1979; KLOCKE, KÖNIG, 2005).

Figura 2.14 – Influência da perda de afiação do rebolo sobre a força normal  
Fonte: Jürgehake (1979)



Rebolo: 39 A 100 M 5 V BE,  $b_e = 20$  mm

Peça: 100 Cr 6, 62 HRC

Parâmetros:  $v_s = 38$  m/s,  $q = 12$ ,  $Z' = 3$  mm<sup>3</sup>/mm.s

Dressamento: diamante monocristalino,  $a_d = 12,5$   $\mu$ m,  $s_d = 0,1$  mm

Fluido de corte: emulsão

As etapas de acabamento e de fim de faiscamento devem ser longas o suficiente para proporcionar a completa relaxação do sistema mecânico a cada redução da velocidade de avanço. Caso contrário, a nova

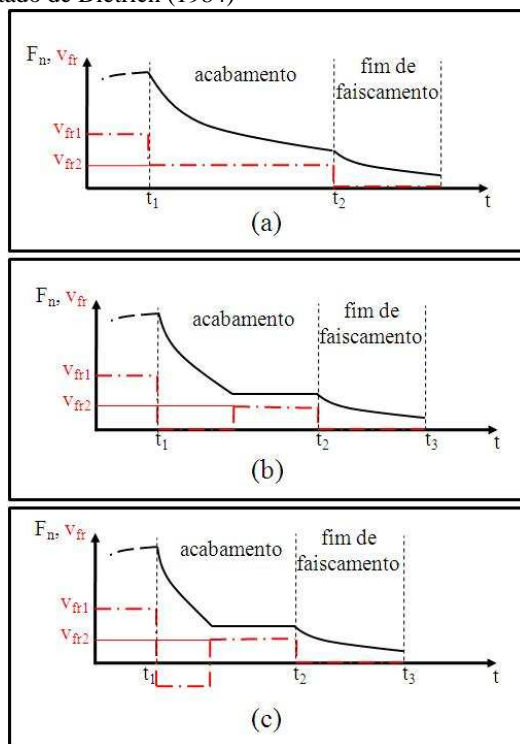
etapa será executada sob influência da deformação proveniente da etapa anterior (em estado transiente), mantendo aqueles erros dimensionais e de forma. Se o fim de faiscamento for conduzido em estado transiente, a deformação do sistema mecânico no instante de início desta etapa será convertida em erro na peça, uma vez que no fim de faiscamento a velocidade de avanço é nula, não havendo significativa remoção de material. Entretanto, o nível de força normal no início da etapa de fim de faiscamento não pode ser nulo, já que o contato entre rebolo e peça deve ser mantido para que a tolerância de rugosidade seja satisfeita (AVERKAMP, 1982 *apud* DIETRICH, 1984). Klocke e König (2005) recomendam ajustar a taxa de retificação para a duração do acabamento entre três e quatro vezes a constante T de relaxação do sistema. Para os casos de maior influência do desbaste sobre a camada limite, o acabamento pode ser dividido em etapas com progressiva redução da velocidade de avanço. Assim, primeiramente seria removida a camada limite para depois atingir as dimensões finais da peça.

A eliminação dos erros provenientes da deformação da máquina sem interferir na posição do rebolo demanda um aumento excessivo de duração das etapas de retificação. Saljé (1981) *apud* Dietrich (1984) sugere constantes de tempo de 20 a 30 segundos para a retificação cilíndrica interna, o que tornaria economicamente inviável a completa relaxação do sistema mecânico, principalmente na produção seriada. Algumas estratégias para redução do estado transiente através do reposicionamento do rebolo são sugeridas na literatura (MESSER, 1982 *apud* DIETRICH, 1984; KLOCKE, KÖNIG, 2005) e ilustradas na Figura 2.15.

A primeira estratégia consiste em utilizar um “fim de faiscamento intermediário”, ou seja, reduzir a zero a velocidade de avanço radial pelo tempo necessário para que o sistema mecânico atinja o nível de deformação resultante da força normal da etapa de acabamento. Com isto, pode-se reduzir o tempo de fabricação ou o erro dimensional da peça. A segunda estratégia consiste em promover um recuo rápido (impulso em forma de degrau) na ferramenta em sentido contrário ao do avanço radial, de forma a eliminar rapidamente a fase transiente e posteriormente efetuar o acabamento com força normal constante, ou seja, na fase estacionária (DIETRICH, 1984; KLOCKE, KÖNIG, 2005). Apesar da substancial redução no tempo de fabricação e à redução acentuada da sobremedida de acabamento necessária, foi demonstrado por Dietrich (1984) que a segunda estratégia é inviável, devido ao acentuado desgaste de quina sobre o rebolo. Isto ocorre porque no início da etapa de acabamento o contato entre rebolo e peça torna-se pontual na sua extremidade, resultando em uma alta pressão de contato e consequente desgaste.

Figura 2.15 – Estratégias de redução do tempo de relaxação do eixo-ferramenta: relaxação natural (a), fim de faiscamento intermediário (b) e recuo abrupto do reboło (c).

Fonte: adaptado de Dietrich (1984)



### 2.3.7 Controle da força normal na retificação interna

Os níveis de força normal que ocorrem nas transições entre etapas do processo variam significativamente de uma peça para outra, decorrentes de variações nas dimensões e composição das peças e nas condições de afiação do reboło. Isto resulta em uma grande dispersão nos erros de forma e dimensionais e na rugosidade obtível. A sobremedida de acabamento é então escolhida como a máxima possível, de forma a permitir a obtenção dos requisitos de qualidade na peça para os casos mais desfavoráveis. Desta maneira, na maioria dos processos convencionais de retificação interna é removido mais material do que o neces-



sário, ocasionando maior tempo e custo de fabricação (KÖNIG, BÖTTLER, 1980 *apud* DIETRICH, 1984).

O controle da força normal tem como objetivo manter as condições do processo em uma margem estreita no início das etapas de acabamento e de fim de faiscamento, de modo a permitir sempre os mesmos erros dimensionais e de forma, independentemente das condições da peça e do rebolo. Isto possibilita a redução da sobremedida a um valor ótimo, minimizando o tempo de retificação (HAHN, 1964 *apud* JÜRGENHAKE, 1979; DIETRICH, 1984).

As deformações na máquina podem ser compensadas por correções no posicionamento do eixo-ferramenta, variando-se a velocidade de avanço radial conforme funções matemáticas previamente definidas (HAHN, 1964 *apud* JÜRGENHAKE, 1979). Através da pesquisa bibliográfica foram encontradas duas formas de monitoramento: utilizando medições da força normal através de transdutores piezelétricos (JÜRGENHAKE, 1979) ou medições indiretas da força normal através de modelos de rigidez e de medições da deformação da máquina (DIETRICH, 1984). O controle da velocidade de avanço pode ser implementado por sistemas adaptativos ACC (*Adaptive Control Constraint*) ou ACO (*Adaptive Control Optimization*). No primeiro caso, a grandeza em questão é mantida em um nível pré-determinado. No segundo, é mantida dentro de um conjunto de valores definidos por uma função pré-estabelecida (AVERKAMP, 1982, *apud* DIETRICH, 1984).

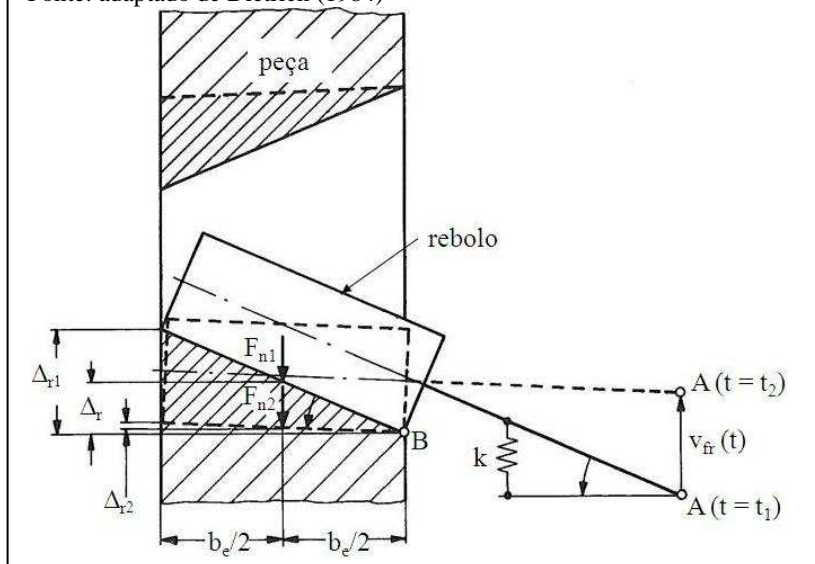
Dietrich (1984) propõe um recuo do carro porta-ferramenta com velocidade controlada ( $v_{fr}$ ), de modo que durante todo o estado transiente o ponto B mantenha uma velocidade nula relativamente à peça (Figura 2.16). O cálculo da velocidade de recuo em função do tempo é feito considerando-se o grau de afiação do rebolo, sua largura, a rigidez da máquina, o diâmetro da peça e a magnitude da força normal na etapa anterior. Na retificação cilíndrica interna de anéis de rolamento ele obteve uma redução de 85% na sobremedida de acabamento e de 75% do tempo de fabricação em relação ao processo convencional. Em seus testes, a redução da força normal na transição do desbaste para o acabamento foi de 90%.

A literatura pesquisada menciona apenas o controle da força normal nas etapas de desbaste e acabamento na retificação cilíndrica interna. Segundo Dietrich (1984), não há modelos conhecidos que permitam calcular o tempo necessário de fim de faiscamento. Por isto, tal valor tem sido determinado empiricamente para cada caso, mesmo quando utilizado o controle da força normal. De qualquer forma, a redução na rugosidade da peça segue o decaimento da força normal com certo atraso,

uma vez que o mesmo ponto da superfície precisa ser retificado algumas vezes até que a espessura de cavaco atinja um valor estacionário. König e Böttler (1980) *apud* Dietrich (1984) sugerem ao menos quatro rotações completas da peça após o início da fase estacionária para a obtenção de uma qualidade uniforme na superfície da peça.

Figura 2.16 – Transição do desbaste para o acabamento através do recuo controlado do rebolo

Fonte: adaptado de Dietrich (1984)



Uma vez que as particularidades de cada processo e as especificações da peça apresentam papel relevante nos resultados, a partição da etapa de acabamento e a estratégia de controle da força normal devem ser concebidas especificamente para cada caso (DIETRICH, 1984).

## 2.4 SISTEMAS PIEZELÉTRICOS DE MEDIÇÃO DE FORÇAS

O monitoramento das forças na usinagem pode ser realizado por diferentes princípios de medição. Dentre eles, o emprego de elementos piezométricos mostra-se viável em um grande número de aplicações. Isto se deve às características apresentadas por estes sistemas, tais como: elevadas sensibilidade e rigidez, alta frequência natural (possibilitando

medições dinâmicas de alta frequência), baixa histerese e pequeno erro de linearidade (SCHROETER, 1996 *apud* SCHROETER, 1997).

### 2.4.1 Princípio de medição

Materiais piezelétricos, como o quartzo ( $\text{SiO}_2$ ), o titanato de bário ( $\text{BaTiO}_3$ ) e algumas piezocerâmicas geram uma carga elétrica proporcional à força a que são submetidos. A deformação elástica destes materiais ocasiona uma separação das cargas elétricas presentes no cristal piezelétrico, polarizando-o. A carga eletrostática gerada carrega um capacitor formado por eletrodos metálicos posicionados nas extremidades do cristal, criando sobre ele uma tensão de circuito aberto, expressa pela equação 2.21, onde  $C_p$  representa a capacitância do cristal (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; NORTHROP, 1997; TELEMETRY GROUP OF THE RANGE COMMANDERS COUNCIL, 2005).

$$V = \frac{q}{C_p} \quad (2.21)$$

A carga elétrica gerada pelo cristal é diretamente proporcional à força a que é submetido, segundo a constante de proporcionalidade  $S_p$ , denominada sensibilidade do transdutor, conforme a equação 2.22 (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984):

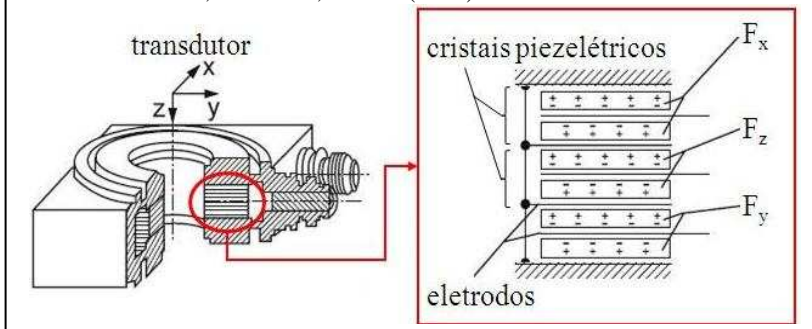
$$q = S_p \cdot F. \quad (2.22)$$

A sensibilidade do cristal depende da orientação em que foi cortado e da direção de aplicação da força. Assim, valores distintos são verificados submetendo-se o transdutor à compressão, cisalhamento, flexão ou torção. Valores típicos de sensibilidade variam de aproximadamente 3 pC/N (para o quartzo) a 130 pC/N (para o  $\text{BaTiO}_3$ ) (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; NORTHROP, 1997). Alguns transdutores piezelétricos combinam mais de um cristal, possibilitando a medição simultânea de múltiplas componentes de força e momentos (Figura 2.17) (KIRCHHEIM, SCHAFFNER, WOLFER, 1995; KISTLER, 2009b).

Transdutores piezelétricos são auto-geradores, ou seja, não dependem de alimentação externa (TELEMETRY GROUP OF THE RANGE COMMANDERS COUNCIL, 2005). Carga elétrica é gerada somente quando o transdutor é submetido a uma variação de força. Em outras palavras: enquanto um nível de força for mantido constante,

Figura 2.17 – Seção transversal de um transdutor piezelétrico para medição de três componentes ortogonais de força

Fonte: Kirchheim, Schaffner, Wolfer (1995)



nenhuma carga elétrica é fornecida. Como a variação temporal da carga é definida como corrente elétrica, o transdutor piezelétrico pode ser considerado como uma fonte de corrente, a qual é relacionada à força aplicada segundo a equação 2.23 (combinada com a equação 2.22) (NORTHROP, 1997):

$$i = \frac{dq}{dt} = \frac{d(S_p F)}{dt} = S \dot{F}. \quad (2.23)$$

#### 2.4.2 Cadeia de medição

Para tornar possível a leitura e armazenamento das informações fornecidas pelos transdutores piezelétricos é necessário um dispositivo que converta o sinal de carga elétrica em um sinal proporcional em tensão. Para tal função normalmente é utilizado um amplificador de carga, que consiste essencialmente de um amplificador operacional de configuração integradora (PIEZOTRONICS, 2010).

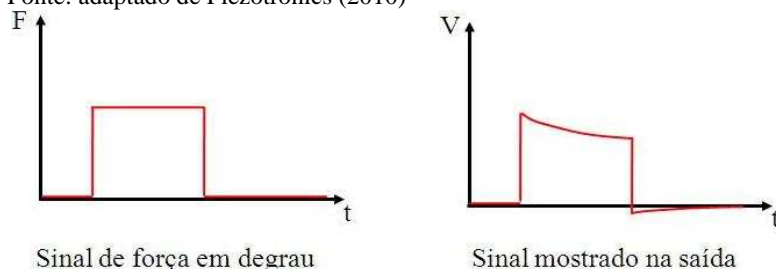
As cargas elétricas geradas por transdutores piezelétricos são muito pequenas (da ordem de pico-Coulomb), tal que a capacitância e a resistência elétricas de cada componente da cadeia de medição tornam-se significativas. A disposição destes componentes constitui um filtro eletrônico passa-baixas, o que pode alterar a resposta em frequência do sinal em tensão fornecido pelo sistema de medição. Idealmente as capacitâncias do transdutor, dos cabos e do amplificador de carga devem ser nulas, enquanto as resistências elétricas destes elementos devem ser infinitas. Bons resultados podem ser obtidos com um amplificador de car-

ga de ganho acima de 120 dB e cabos com capacitância da ordem de 100 pF/m, mas alguns cuidados devem ser tomados com outros fatores que alteram a capacitância e a resistência equivalentes do circuito, tais como a temperatura e a umidade do ambiente e a presença de sujeira e gordura nas conexões (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; NORTHROP, 1997; KISTLER, 2009c; PIEZOTRONICS, 2010).

A constante de tempo (ou frequência de corte) do filtro passa-baixas da cadeia de medição é predominantemente influenciada pela menor resistência elétrica do sistema, que normalmente é o resistor de *feedback* do circuito integrador, no amplificador de carga. Em amplificadores comerciais são disponibilizados diferentes resistores de *feedback*, que devem ser escolhidos pelo usuário segundo o tipo de medição. Para medições quase-estáticas são necessárias constantes de tempo maiores; medições dinâmicas podem ser feitas com constantes de tempo médias e curtas. Segundo o resistor escolhido podem ser obtidas constantes de tempo que variam de  $10^{-2}$  s a  $10^5$  s (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984, NORTHROP, 1997, KISTLER, 2009b).

Conforme indicado pela equação 2.23, um sistema de medição com transdutores piezelétricos é capaz apenas de detectar a variação de uma força, ou seja, não permite detectar um nível estático dela. Se uma força aplicada for mantida constante por um período da ordem de grandeza da constante de tempo ou maior, será perceptível um erro de medição que cresce exponencialmente com o tempo, denominado deriva temporal (*drift*) (Figura 2.18). A deriva temporal ocorre devido ao “vazamento” de carga elétrica através das resistências do circuito elétrico, principalmente através da menor delas, o resistor de *feedback*. (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; KARKI, 2000; KISTLER, 2004a). Outros fatores que contribuem para a redução da resistência equivalente da cadeia de medição, como temperatura e umidade do ar e sujeira ou gordura

Figura 2.18 – Deriva temporal no sinal de medição de uma força em degrau  
Fonte: adaptado de Piezotronics (2010)



nas conexões, também podem acentuar a deriva temporal (KISTLER, 2004a, PIEZOTRONICS, 2010).

Apesar da desvantagem da deriva temporal causada pelo resistor de *feedback*, este é essencial para o funcionamento do amplificador de carga. Isto porque o capacitor de *feedback* se comporta como um circuito aberto para corrente contínua. Sem ele, qualquer componente CC no sinal de entrada (como a tensão de *offset* CC e a corrente de *bias*), mesmo que mínima, seria teoricamente amplificada até a saturação, próxima à tensão de alimentação do amplificador operacional. Quando o amplificador operacional está saturado, qualquer variação no sinal na entrada não é informada pelo amplificador, ou seja, este está sujeito a um erro de truncamento (*clipping*). O resistor de *feedback* torna finito o ganho do amplificador, permitindo a aquisição de sinais com componente CC (SEDRA, SMITH, 1998).

A sensibilidade do sistema de medição com transdutores piezelétricos ( $S_{sm}$ ) é obtida da equação 2.24 (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984):

$$S_{sm} = \frac{V_s}{F} \cong \frac{C_f}{S_p}. \quad (2.24)$$

Combinando as equações 2.24 e 2.22, obtém-se a tensão resultante do carregamento do capacitor de *feedback* pela carga elétrica gerada pelo transdutor (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984, KISTLER, 2004a):

$$V \cong -\frac{q}{C_f}. \quad (2.25)$$

A equação 2.25 é uma aproximação, já que considera desprezível a capacitância e infinita a resistência elétrica de cada componente na cadeia de medição. Na grande maioria dos casos, entretanto, a equação 2.25 é suficiente para o cálculo da capacitância de *feedback* necessária para uma determinada faixa de medição em carga elétrica. Conhecendo-se  $C_f$ , a sensibilidade do transdutor e a máxima tensão de saída do amplificador operacional, é possível o cálculo da faixa de medição de forças para cada capacitor de *feedback*. Valores usuais de  $C_f$  variam de  $10^{-9}$  a  $10^{-12}$  F (KISTLER, 2004a).

### 2.4.3 Propriedades dos transdutores piezelétricos

Todos os materiais piezelétricos apresentam um limite de temperatura, acima do qual a polarização cessa e o efeito piezelétrico deixa de existir. Esta é a temperatura Curie, que para o titanato de bário é de 125°C e para o quartzo, 550°C. A estabilidade a temperaturas elevadas torna o quartzo o material mais utilizado em transdutores piezelétricos (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; NORTHROP, 1997).

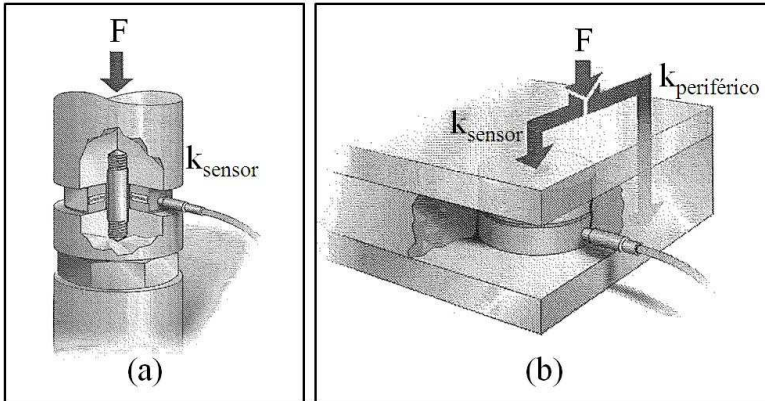
Os transdutores piezelétricos podem ser comparados a molas de precisão: devido a elevados valores de módulo de elasticidade (86 GPa para o quartzo e 120 GPa para o titanato de bário), podem ser efetuadas medições a partir de mínimas deformações – a partir de 10 nm. Com deformações tão pequenas, podem ser utilizados em situações onde a medição de força não pode reduzir significativamente a rigidez da máquina (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; SCHNELL, 1993; KARPUSCHEWSKI, 2001). Devido ao princípio de medição basear-se na deformação elástica dos cristais, deve-se estabelecer um compromisso entre a precisão da medição e a redução na rigidez da máquina, através da escolha de um transdutor com rigidez adequada: ele deve ser rígido o suficiente para permitir a verificação de forças pequenas, mas sem permitir vibrações e alterações na posição da ferramenta, que resultariam em erros na peça (OSENBERG, WEINZ, 1970; GESSNER, 1987 *apud* SCHROETER, 1997). Teoricamente os transdutores piezelétricos permitem a verificação de variações de força infinitamente pequenas. Entretanto, cargas elétricas muito pequenas podem ser indistinguíveis de ruídos resultantes do processo de usinagem e do sistema de medição, impossibilitando a medição de forças abaixo de um determinado limite (NEISES, 1994 *apud* SCHROETER, 1997).

Dependendo da maneira como são montados na máquina-ferramenta, os transdutores piezelétricos podem sofrer integralmente a deformação resultante da força a ser medida (fluxo primário de força), ou apenas uma fração dela (fluxo secundário), como mostra a Figura 2.19 (KIRCHHEIM, SCHAFFNER, WOLFER, 1995; KISTLER, 2004a).

A montagem em fluxo secundário reduz a deformação no transdutor devido ao aumento da rigidez resultante da associação em paralelo com outro elemento. Aplicando-se a associação em paralelo à equação 2.22, a sensibilidade para montagem é fornecida pela equação 2.26:

Figura 2.19 – Montagem em fluxo primário (a) e em fluxo secundário de força (b)

Fonte: adaptado de Kistler (2009b)



$$S = \frac{q}{(k_{\text{sensor}} + k_{\text{periférico}}) \cdot \varepsilon} \quad (2.26)$$

Por isto, o valor da sensibilidade do transdutor montado em fluxo secundário deve ser obtido através da calibração com o auxílio de uma cadeia de medição de referência. Esta redução é particularmente significativa na medição de forças de pequena magnitude, já que a carga elétrica resultante poderia situar-se no limite ou até mesmo abaixo da faixa de medição do amplificador de carga. Adicionalmente deve-se atentar para a alteração nos erros de linearidade e histerese do transdutor devido ao fluxo secundário de força (KISTLER, 2004a; KISTLER, 2009b).

Transdutores piezelétricos para medição de forças são instrumentos sísmicos, caracterizando sistemas dinâmicos de segunda ordem, cujo comportamento pode ser descrito pela equação 2.27 (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984):

$$\frac{1}{\omega_n^2} \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{2c}{\omega_n} \frac{dx}{dt} + x = \frac{F(t)}{k} \quad (2.27)$$

A parcela de amortecimento em transdutores desta espécie é normalmente muito baixa, o que permite a aproximação a um sistema sub-



amortecido. Assim, a frequência natural,  $\omega_n$ , é definida segundo a equação 2.28 (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984):

$$\omega_{n \text{ sensor}} = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (2.28)$$

A massa do elemento elástico do transdutor (cristal piezelétrico) apresenta um valor reduzido, normalmente da ordem de algumas unidades de grama. Devido à grande rigidez do material piezelétrico, estes possuem elevada frequência natural, permitindo medições em uma ampla faixa de frequências (KARPUSCHEWSKI, 2001). A resposta dos transdutores é normalmente considerada linear para frequências de até 20% de  $\omega_n$  (PIEZOTRONICS, 2010).

Por outro lado, a maneira como são montados os transdutores piezelétricos pode afetar consideravelmente seu desempenho. Quando instalados em máquinas-ferramenta, a massa a eles acoplada pode ser substancialmente maior que a do cristal piezelétrico, constituindo um novo sistema dinâmico, cuja frequência natural pode ser muito inferior à do transdutor em si (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984). A equação 2.29 apresenta a frequência natural de um sistema mecânico montado em fluxo primário de força.

$$\omega_{n \text{ montagem}} = \sqrt{\frac{k_{\text{transdutor}}}{m_{\text{transdutor}} + m_{\text{acoplada}}}} \quad (2.29)$$

Se um transdutor recebe uma força com frequência muito próxima à natural da estrutura em que está montado, apresentará um drástico incremento em sua sensibilidade e conseqüentemente no erro de medição. Park e McConnell (1981) *apud* Dally, Riley, McConnell (1984) descrevem uma estratégia para medição de forças de frequências próximas à natural do transdutor piezelétrico através da eliminação da parcela ressonante por filtros eletrônicos.

#### 2.4.4 Montagem de sistemas de medição com piezelétricos

No monitoramento de forças na retificação, Jürgehake (1979) recomenda a instalação do transdutor piezelétrico no eixo-árvore da peça, o que permite uma maior faixa dinâmica de medição. Isto se deve a

dois fatores: rotação muito inferior à do eixo-árvore da ferramenta e montagem que permite normalmente uma massa oscilante menor.

Os transdutores devem ser posicionados sobre uma superfície com elevada planeza e que permita um bom paralelismo na montagem. Desta maneira obtém-se um melhor alinhamento dos transdutores, impedindo que momentos fletores e carregamentos concentrados em arestas prejudiquem as medições. O contato metal-metal pode gerar sinais de aceleração de curta duração e alta amplitude. Isto pode ser evitado pelo uso de uma fina camada de material macio entre o transdutor e a estrutura, bem como pela lubrificação das superfícies de contato (KISTLER, 2004b; PIEZOTRONICS, 2010).

Alguns modelos de transdutores piezelétricos precisam ser montados sob uma força de compressão, normalmente imposta por um parafuso. Esta forma de montagem é necessária para medição de forças de cisalhamento. Desta maneira, o parafuso também é deformado pela força a ser medida, o que constitui um fluxo secundário de força. O novo valor de sensibilidade do transdutor, obtido através de uma calibração, deve ser informado ao amplificador de carga (KISTLER, 2009b). A calibração é conduzida aplicando-se uma força constante e conhecida sobre os transdutores e registrando-se a carga elétrica resultante lida no amplificador de carga. Devem ser aplicados valores de força em intervalos regulares da faixa de medição à qual o transdutor será submetido. Para cada valor de força, recomenda-se mais de uma medição, extraindo-se os valores médios. Os dados das médias das cargas elétricas medidas em relação às correspondentes forças aplicadas são inseridos em um gráfico. Como a relação entre força e carga elétrica é teoricamente linear dentro da faixa de medição do transdutor, a reta que mais se aproxima dos pontos é a escolhida. O coeficiente angular desta reta (o fator de calibração) deve ser indicado no amplificador de carga como a sensibilidade do transdutor (SMITH, 1984; PIEZOTRONICS, 2010).

Cabos coaxiais são recomendados para a redução do ruído eletrostático. Para sistemas de medição com piezelétricos, no entanto, cabos coaxiais convencionais não são adequados, uma vez que ocasionam descargas eletrostáticas quando flexionados. Estas descargas geram ruído triboelétrico e ocorrem devido à separação entre o trançado metálico e o dielétrico. O ruído triboelétrico pode ser evitado com o uso de cabos coaxiais especiais que apresentam uma camada adicional de condutor externamente ao dielétrico (cabos *Microdot*). Os conectores dos cabos também devem ser bem vedados para evitar a penetração de contaminantes (TELEMETRY GROUP OF THE RANGE COMMANDERS COUNCIL, 2005; KISTLER, 2009a).

Interferências eletromagnéticas são resultantes do aterramento inadequado dos componentes do sistema de medição. Comumente são verificadas perturbações na frequência de alimentação da rede elétrica (50 Hz ou 60 Hz) e em suas harmônicas. *Ground loops* podem ocorrer quando a blindagem dos cabos for aterrada tanto no transdutor quanto no amplificador de carga e os potenciais de referência destes instrumentos não forem iguais. Normalmente os transdutores piezelétricos são construídos de forma que um dos eletrodos é conectado à sua carcaça, sendo ela a responsável pelo seu isolamento elétrico na montagem. No entanto, quando tal isolamento não é bem sucedido, a diferença de potencial entre as extremidades do cabo gera uma corrente elétrica pela blindagem, a qual induz uma corrente de interferência no sinal. Tal problema pode ser solucionado com a conexão de um cabo de cobre entre as carcaças do transdutor e do amplificador de carga (SMITH, 1984, THE INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS, 1995, KISTLER, 2004a)

A limpeza das conexões elétricas é importante para manter a integridade dos sinais de baixa frequência, uma vez que sujeira, óleo e umidade reduzem a resistência elétrica de isolamento (TELEMETRY GROUP OF THE RANGE COMMANDERS COUNCIL, 2005). A temperatura máxima de operação do sistema de medição deve ser observada para evitar uma deriva temporal muito elevada (KISTLER, 2004a).

Descargas eletrostáticas podem danificar o amplificador operacional (MOSFET) do circuito integrador se ele estiver ligado durante a conexão dos cabos. As cargas eletrostáticas podem ser descarregadas do transdutor e do cabo fazendo-se um curto-circuito entre o pino condutor e o conector BNC, por meio de um arame (KISTLER, 2004a).



### 3 MATERIAIS E METODOLOGIA

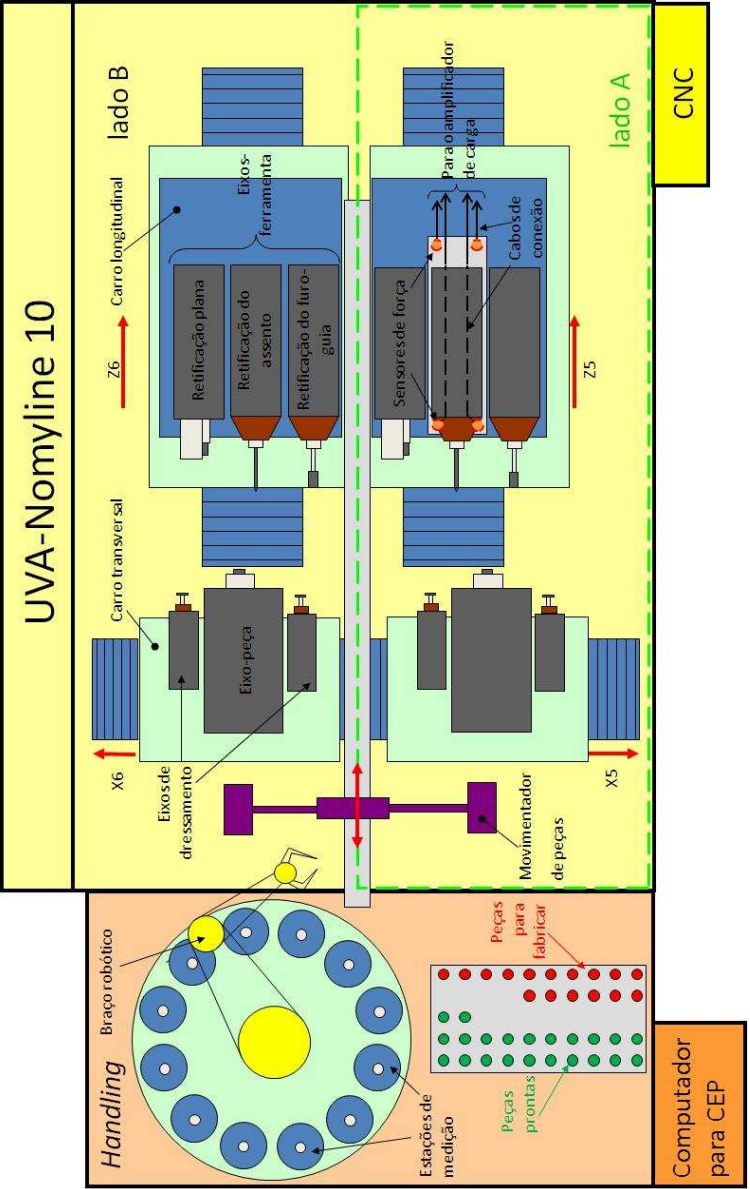
#### 3.1 RETIFICAÇÃO DO ASSENTO DO CILINDRO DO BICO INJETOR

##### 3.1.1 Máquina-ferramenta

A máquina utilizada é uma retificadora modelo *Nomyline UVAi Twin* do fabricante sueco KMT UVA. O termo “*twin*” remete a dois eixos-peça, que podem ser utilizados independente e simultaneamente. São disponíveis três ferramentas distintas, para operações de retificação que não necessariamente a interna (Figura 3.1). Os eixos-árvore, o movimentador de peças e a integração com o CNC foram adaptados pela empresa ATMO (uma filial da cidade de Stuttgart da empresa Robert Bosch *GmbH*) para retificação simultânea de duas peças com fixação em apenas um lado da máquina. Por isto, dentro da empresa utiliza-se a denominação GRIBS SC2 (*Grinding with Bosch Solutions and Side Campling 2*).

Tanto as guias quanto os eixos-árvore apresentam mancais hidrostáticos. Sobre cada mesa longitudinal são montados três eixos-árvore, utilizados para três processos de retificação distintos: retificação plana (apenas para injetores modelo CRI3) e retificação interna do assento e do furo-guia (para modelos CRI3 e CRI2.5). O sistema de medição de forças foi, antes do início deste trabalho, instalado sob o suporte de apoio do eixo-ferramenta para a retificação do assento, apenas do lado A da máquina. A transmissão deste eixo oferece uma potência nominal de 2 kW e rotação de até  $150.000 \text{ min}^{-1}$ . Cada mesa transversal também comporta três eixos-árvore: um para a peça e dois eixos para dressamento (um disco dressador para os rebolos de retificação interna e outro para o de retificação plana). A potência e rotação máximas são 2,2 kW e  $11.200 \text{ min}^{-1}$ , respectivamente (KMT PRECISION GRINDING, 2006). A alimentação das peças na máquina ocorre automaticamente através de um magazine de carregamento e um movimentador. Como meio lubri-refrigerante é usada exclusivamente uma emulsão de óleo mineral desenvolvida pela própria empresa, denominada “óleo de retificação”.

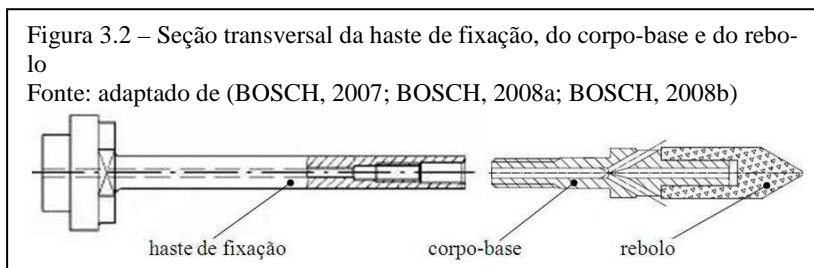
Figura 3.1 – Representação do *layout* da máquina e das estações de medição



O controle numérico computadorizado UVATRONIC3 foi desenvolvido pelo próprio fabricante UVA para máquinas de retificação de alta precisão. Junto à máquina foi acoplada uma central de medição e movimentação (*handling*) desenvolvida pelo departamento TEF da própria planta da empresa Robert Bosch em Bamberg. São doze estações de medição instaladas sobre uma placa giratória. Cada estação é responsável pelo controle, em 100% das peças produzidas, de uma medida crítica (dentre elas o ângulo do assento). Um braço robótico transfere as peças do movimentador até a primeira estação de medição e da última para uma bandeja, dentro da qual as peças circulam entre as diversas células da linha de produção. Os dados de medição são tratados por um programa para controle estatístico do processo (CEP) instalado em um computador.

### 3.1.2 Ferramenta

Para a retificação do assento é utilizado um rebolo com uma fina camada de CBN (nitreto cúbico de boro) sobre um corpo-base de metal-duro. Este é conectado, por uma rosca interna, a uma haste, também de metal duro, que por sua vez é presa diretamente no eixo-árvore (Figura 3.2). Os desenhos PA\_0225W024 (rebolo), PA\_0287W018 (corpo-base) e HC\_0145W109 (haste de fixação) são mais detalhados na Figura 4.2.



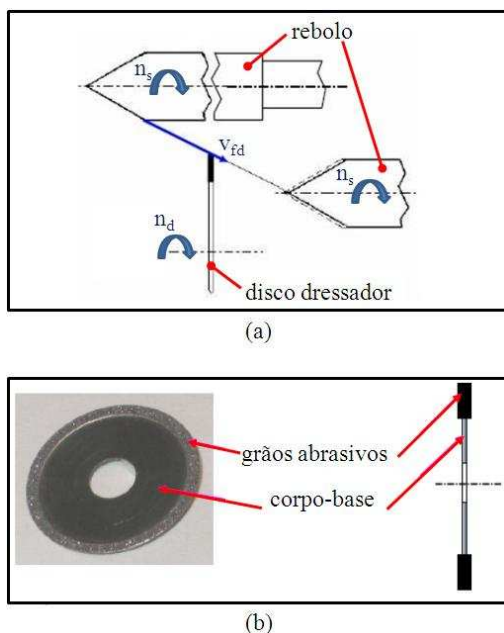
Os grãos de CBN são, segundo a norma DIN69100, classificados como “muito finos” e o ligante é cerâmico. O rebolo apresenta um grau de dureza médio e porosidade aberta. A alimentação do meio lubri-refrigerante é feita através de um canal na haste de fixação e no corpo-base do rebolo. O óleo lubri-refrigerante provém de um duto de alimentação no eixo-árvore.

O comprimento útil da ferramenta é de 2 mm a partir da ponta, permitindo cerca de mil ciclos de dressamento até sua troca. Destes, entretanto, são usados cerca de 200 para o perfilamento do rebolo, que é

feito tanto na região cilíndrica quanto na cônica do rebolo. O ângulo do cone, de aproximadamente  $60^\circ$ , seria o assumido pelo assento da peça, caso não houvesse deflexão devido à força normal. A região cilíndrica apresenta cerca de 2,9 mm de diâmetro.

Na produção seriada o rebolo é afiado a cada vinte peças, ou antes, ser for constatado um erro significativo no ângulo do assento. Este dressamento é realizado apenas no cone, na direção da seção de maior diâmetro para a de menor, em dois passes – um para desbaste e outro para acabamento (Figura 3.3-a). O movimento de avanço do rolo dressador é realizado pela interpolação dos eixos X e Z da máquina. Tal movimento deve ser preciso, pois a qualidade do ângulo da ponta do rebolo reflete-se diretamente no ângulo do assento do cilindro do bico injetor.

Figura 3.3 – Disco dressador (a) e dressamento do rebolo (b)



O disco dressador, com aproximadamente 22 mm de diâmetro e 0,15 mm de largura, apresenta uma única camada de grãos de diamantes depositados galvanicamente sobre um corpo-base de metal-duro (Figura 3.3-b). Após uma vida de no máximo 1.500 ciclos de dressamento, o ro-



lo é substituído. Outros dados são apresentados no desenho DY\_0085W001, de propriedade da empresa Robert Bosch *GmbH*.

As operações de perfilamento e afiação do rebolo são monitoradas por um sistema de emissão acústica da empresa Walter Dittel *GmbH*. Um transdutor de transmissão indireta (tipo R – anel) do mesmo fabricante, instalado no cabeçote de dressamento, envia os sinais de emissão acústica ao sistema de monitoramento AE6000 para comparação com um sinal previamente armazenado (sinal de *teach-in*), obtido de um ciclo de dressamento considerado ideal. Enquanto o sinal de dressamento apresentar algum ponto de menor intensidade que o sinal padrão, o processo é repetido. Os sinais dos lados A e B da máquina são apresentados em tempo real ao usuário através de um monitor.

### 3.1.3 Peça

Detalhes geométricos sobre a peça foram apresentados na Figura 2.5 e sobre as etapas de fabricação e tratamento térmico, na seção 2.2. O material utilizado é o aço 18CrNi8. A dureza da superfície do assento do cilindro do bico injetor antes da retificação excede 50 HRC.

Um transdutor de emissão acústica do tipo micro (de transmissão indireta), instalado no eixo-árvore da peça, fornece sinais de emissão acústica para o monitoramento do processo de retificação do furo-guia. Tal transdutor, também do fabricante Walter Dittel *GmbH*, é conectado ao sistema AE6000 e foi utilizado para avaliação qualitativa do processo de retificação do assento do cilindro do bico injetor.

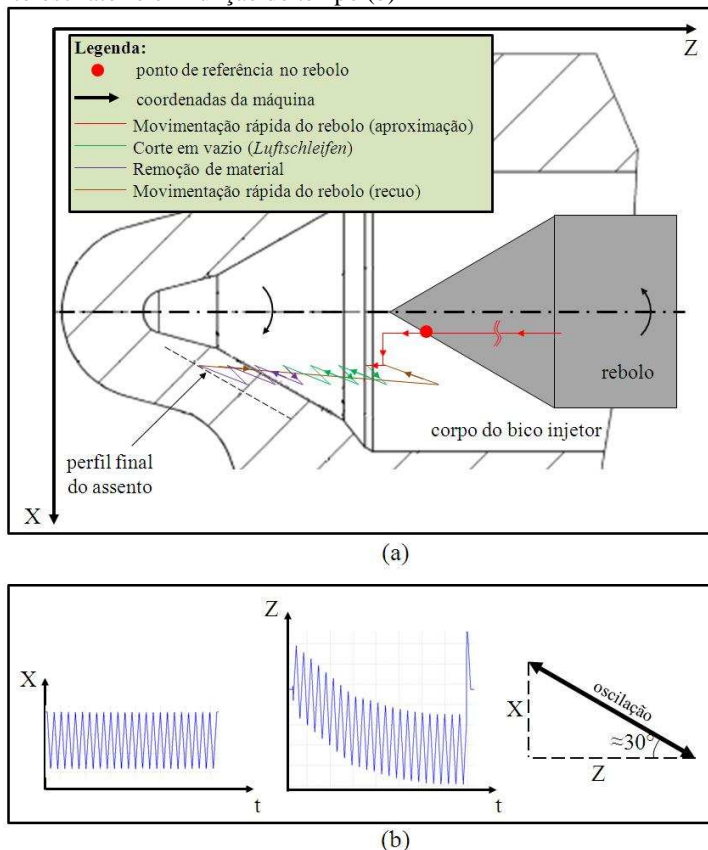
### 3.1.4 Processo de retificação do assento

A retificação do assento pode ser classificada como um processo de retificação cilíndrica interna longitudinal de um cone (KLOCKE, KÖNIG, 2005). A Figura 3.4-a mostra o movimento de um ponto de referência do rebolo. Primeiramente, este se desloca paralelamente ao eixo de simetria do cilindro do bico injetor em alta velocidade (avanço em vazio). Esta velocidade é então reduzida, por questões de segurança, mas o avanço na direção Z continua até uma posição definida. Daí a ferramenta é movimentada radialmente, na direção do assento e inicia um movimento oscilatório paralelamente a ele. Esta oscilação é executada através da interpolação dos eixos X e Z da máquina. A Figura 3.4-b mostra um número reduzido de oscilações, com maior amplitude que a efetivamente utilizada, a fim de facilitar a visualização. A oscilação é necessária para melhorar a rugosidade da superfície do assento, já que o

número de gumes cinemáticos próximo à ponta do rebolo é muito pequeno, devido ao reduzido diâmetro. A amplitude é da ordem de décimos de milímetro e sua velocidade, da ordem de cem vezes a velocidade de avanço de desbaste. O avanço é dado por um movimento contínuo na direção axial (eixo Z), executado de forma sobreposta à oscilação. Na retificação do assento são removidos aproximadamente 80  $\mu\text{m}$  de material na direção axial do cilindro do bico injetor. Este valor pode, entretanto, variar em  $\pm 40\%$ , devido à tolerância da profundidade do assento decorrente do processo de fabricação anterior. Assim, durante um período considerável de tempo o corte é em vazio (*Luftschleifen*).

Devido à geometria do assento, o comprimento de contato entre

Figura 3.4 – Representação da trajetória de um ponto de referência no rebolo em relação à peça na retificação do assento (a); componentes do movimento oscilatório em função do tempo (b)



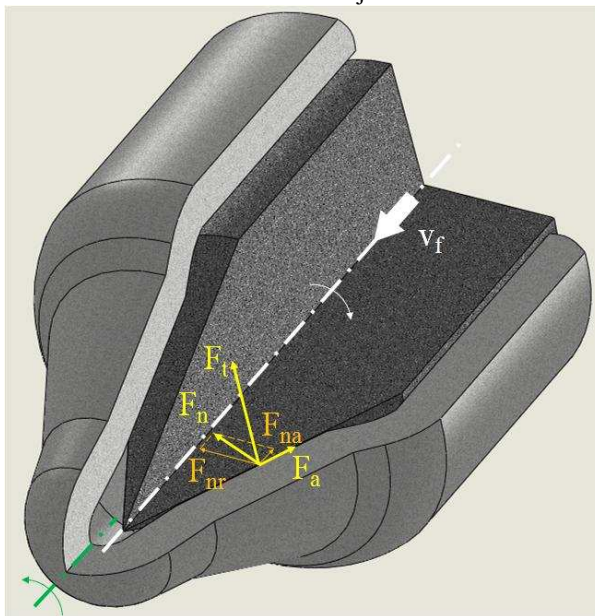
rebolo e peça aumenta progressivamente durante o processo – de 1,81 mm para 2,75 mm para uma remoção de  $80\text{ }\mu\text{m}$  na direção axial e dimensões nominais do assento.

Os eixos-árvore da ferramenta e da peça apresentam rotação de  $85.000\text{ min}^{-1}$  e  $2.000\text{ min}^{-1}$ , respectivamente. O processo é dividido em cinco etapas, segundo a velocidade de avanço na direção Z: além do desbaste, são três etapas de acabamento e uma de fim de faiscamento. O tempo do ciclo de retificação do assento é de 16 segundos, dos quais dois são usados para o fim de faiscamento.

#### 3.1.4.1 Forças no processo de retificação do assento

A Figura 3.5 mostra a disposição das componentes da força de usinagem que atuam sobre o rebolo no presente processo, bem como as componentes radial ( $F_{nr}$ ) e axial ( $F_{na}$ ) da força normal.

Figura 3.5 – Componentes da força de usinagem atuantes sobre o rebolo na retificação do assento do cilindro do bico injetor



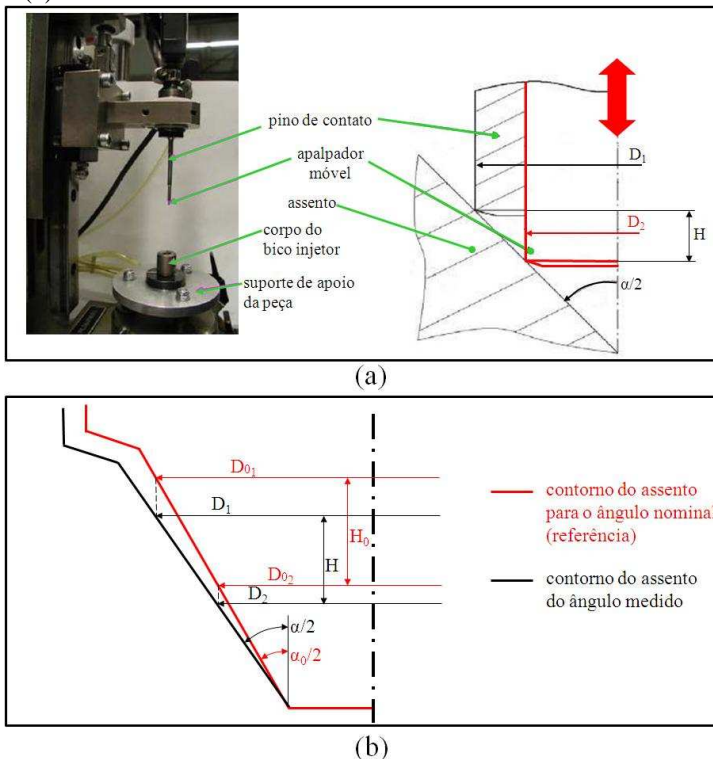
#### 3.1.4.2 Correção do ângulo da ponta do rebolo

Conforme mencionado na seção 3.1.1, o ângulo do assento de todas as peças produzidas é controlado em uma estação de medição junto à máquina. Quando é detectado um erro sistemático significativo nesta medida, é realizada uma correção no ângulo da ponta do rebolo. Tal correção consiste em gerar (através do dressamento) no rebolo um ângulo que compense o erro. Por exemplo, se é fabricada uma sequência de peças com ângulo do assento mais obtuso que o valor nominal, é gerado um ângulo mais agudo na ponta do rebolo e vice-versa. Tal correção tem se mostrado suficiente para satisfazer aos índices de capacidade do processo nas atuais condições de fabricação. Entretanto, em versões futuras de injetores, com condições mais severas de fabricação, como ângulos de assento mais agudos e menores diâmetros de agulha, este método pode não ser mais suficiente. Isto porque, para menores ângulos, a componente radial da força normal é maior, e a redução do diâmetro da haste de montagem do rebolo (para a retificação de furos de diâmetros menores) reduz significativamente sua rigidez.

#### 3.1.4.3 Medição do ângulo do assento

A medição do ângulo do assento também pode ser realizada manualmente, em uma bancada. Normalmente ela é usada apenas para medições amostrais, como para conferência após ajustes na máquina. O aparelho da bancada (Figura 3.6-a) é idêntico ao da estação de medição da máquina. A peça é fixada no suporte de apoio, que permite um posicionamento preciso. Através de um sistema de movimentação pneumático o pino de contato e o apalpador móvel são inseridos na peça até a posição do assento cujo diâmetro equivale ao do pino de contato ( $D_1$ ). O apalpador móvel continua penetrando a peça até uma posição no assento com o mesmo diâmetro ( $D_2$ ). Quanto mais agudo o ângulo do assento, maior a diferença de penetração ( $H$ ) entre o pino de contato e o apalpador móvel. Para a calibração é utilizada uma peça de referência, com ângulo nominal igual ao desejado na fabricação do assento (ângulo de referência  $\alpha_0$ ). O sistema de medição é zerado na posição  $H_0$  (Figura 3.6-b). Para um ângulo qualquer, o leitor digital do medidor fornece a diferença entre o deslocamento  $H$  correspondente a este ângulo e o deslocamento de referência,  $H_0$ . O ângulo é obtido de maneira indireta, segundo a equação 3.1. A resolução do mostrador digital é de  $0,1 \mu\text{m}$  – equivalente a  $0,0056^\circ$ .

Figura 3.6 – Medidor tátil para o ângulo do assento (a); princípio de medição (b)

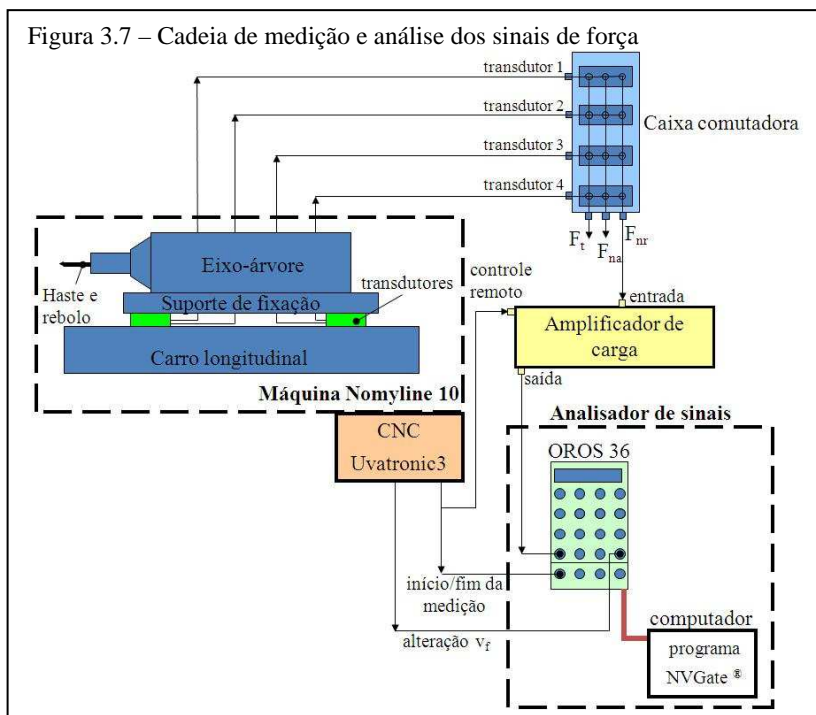


$$\alpha = 2 \cdot \arctan \left\{ \frac{D_1 - D_2}{\left[ \frac{D_1 - D_2}{\tan(\alpha_0/2)} \right] - 2 \cdot (H_0 - H)} \right\} \quad (3.1)$$

### 3.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE FORÇAS

O sistema de medição de forças apresenta quatro transdutores piezelétricos fixados entre o carro longitudinal e o suporte de fixação do eixo-árvore do rebolo para retificação do assento (Figura 3.7). Cada transdutor pode medir forças em três direções ortogonais entre si. Os sinais de carga elétrica são transmitidos por cabos coaxiais de baixo ruído

até uma caixa comutadora. Nela, os sinais de uma mesma direção provenientes de cada transdutor são adicionados e conduzidos a um único canal de saída. Um amplificador de carga de canal único é conectado, também através de cabos coaxiais de baixo ruído, à saída da caixa comutadora correspondente à componente radial da força normal ( $F_{nr}$ ). O sinal em carga elétrica, convertido em sinal em tensão pelo amplificador de carga, é adquirido pelo analisador de sinais modelo OR36, da empresa OROS. Nele os dados são tratados, digitalizados e posteriormente transferidos, via cabo de *ethernet* (RJ45), a um computador pessoal, para fins de armazenamento e análise no programa NVGate®, também da empresa OROS.



O início do processo de retificação do assento é informado pelo controle numérico da máquina ao analisador de sinais (*trigger* para iniciar a aquisição) e ao amplificador de carga (*reset* através de controle remoto). O CNC também fornece ao analisador um sinal relativo à alteração na velocidade de avanço da ferramenta, correspondente à transição

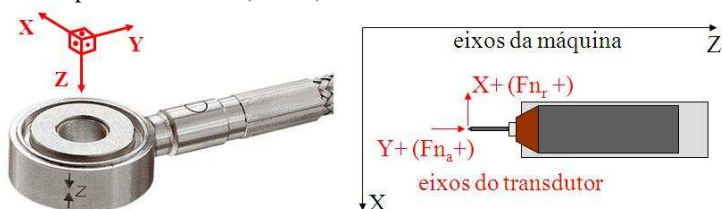
de etapas do processo que permite reconhecer, em um sinal de força em função do tempo, a velocidade de avanço instantânea do rebolo.

### 3.2.1 Transdutores piezelétricos

Neste trabalho foram utilizados quatro transdutores piezelétricos de quartzo para medição de força, modelo VarioCOMP 9601A31, da empresa Kistler AG (Figura 3.8). Estes transdutores pertencem à classe dos ultrafinos (*SlimLine Transducers – SLS*), devido à pequena espessura – 10 mm. A cápsula de aço inoxidável de 25 mm de diâmetro é selada por soldagem para proteger os cristais e eletrodos da umidade e da corrosão. Este modelo de transdutor permite a aquisição de forças em três direções ortogonais entre si. Segundo a equação 2.25, se a carga elétrica recebida apresenta valor positivo, a tensão na saída do amplificador é negativa. Para que forças de compressão gerem sinais em tensão positivos, estes transdutores foram configurados para fornecer uma carga elétrica negativa quando comprimidos. A Figura 3.8 mostra ainda o sistema de coordenadas do transdutor (direção das forças que implicam em uma saída positiva em tensão) e sua correspondência com o do sistema rebolo-peça e o da máquina. Uma simples verificação do sentido das forças de reação em cada transdutor permite concluir que, como resposta à atuação da componente radial da força normal ( $F_{nr}$ ), os dois transdutores mais próximos ao rebolo fornecem cargas elétricas positivas (sentido  $F_{nr}$  -), enquanto os outros dois, cargas elétricas negativas (sentido  $F_{nr}$  +). Além disto, o somatório das cargas elétricas dos quatro transdutores equivale à carga elétrica que seria fornecida por um único transdutor, de mesma sensibilidade que os utilizados, que estivesse submetido à mesma componente  $F_{nr}$ .

Figura 3.8 – Sistemas de coordenadas do transdutor Kistler VarioCOMP 9601A31 e da máquina

Fonte: adaptado de Kistler (2009b)

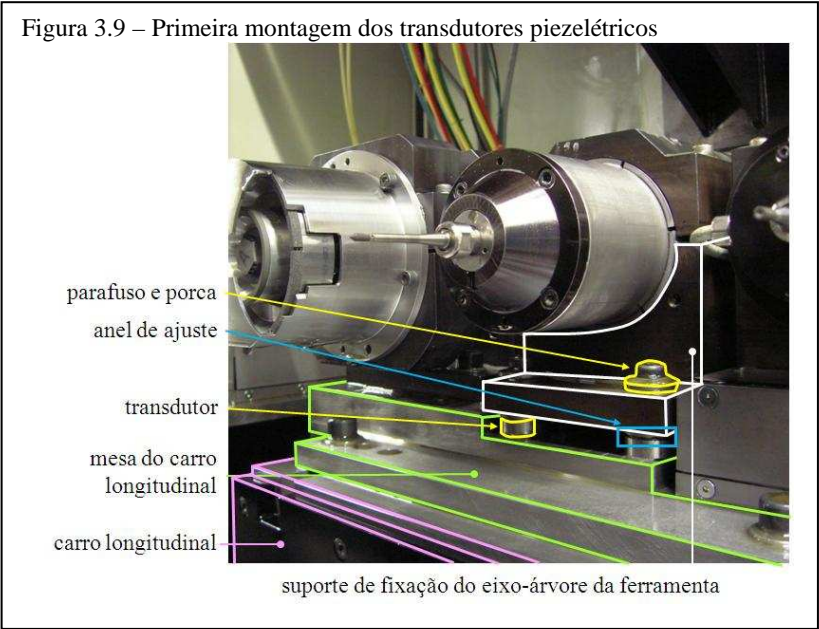


Na direção Z do transdutor a força é obtida por compressão. Para medições nas direções X e Y, resultantes de cisalhamento, o transdutor deve ser submetido a uma força de pré-tensionamento, de aproximadamente 25 kN. As propriedades dos transdutores são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Propriedades dos transdutores VarioCOMP modelo 9601A31			
Direção	X	Y	Z
Faixa de medição <sup>1</sup> (kN)	-2,5...2,5	-2,5...2,5	-5...5
Sensibilidade (pC/N)	≅3,2 <sup>1</sup>	≅3,2 <sup>1</sup>	≅3,8 <sup>1</sup> ou ≅4,2 <sup>2</sup>
Rigidez (N/μm)	≅240	≅240	≅1250

FONTE: Kistler (2009b)  
NOTAS: <sup>1</sup> com força de pré-tensionamento de 25 kN; <sup>2</sup> sem força de pré-tensionamento

A força de pré-tensionamento foi obtida na montagem dos transdutores, através de parafusos de fixação, como mostra a Figura 3.9. O sistema de medição foi montado antes do início deste trabalho, sem a ri-





gorosa observância das recomendações do fabricante. Cada transdutor foi fixado por um parafuso M8 x 40 mm. Para ajustar precisamente a altura da ferramenta em relação ao cilindro do bico injetor, foram utilizados anéis metálicos de 2 mm de espessura (e 25 mm de diâmetro) sobre cada transdutor.

### 3.2.2 Caixa comutadora

Os sinais provenientes de cada transdutor devem ser combinados antes de serem conduzidos ao amplificador de carga. Uma caixa comutadora modelo KIG3682A da empresa Kistler AG foi utilizada para esta finalidade. Ela apresenta doze canais de entrada. O sinal de cada componente de força medida por um transdutor é adicionado aos respectivos sinais da mesma componente de força obtida pelos demais transdutores. Há três conexões na saída da caixa, cada qual representando uma direção de força.

### 3.2.3 Cabos

Os sinais de carga elétrica foram transmitidos através de cabos coaxiais de baixo ruído, para manter sua integridade. Estes cabos apresentam uma camada de condutor externamente ao dielétrico, para evitar o ruído triboelétrico. A conexão entre transdutores e a caixa comutadora foi feita por cabos modelo 1943A da empresa Kistler AG. Estes cabos apresentam uma camada externa em aço inoxidável para permitir a transmissão em meios com muita sujeira, como dentro da máquina. Entre a caixa comutadora e o amplificador de carga foram usados cabos modelo 1609B, do mesmo fabricante. Este modelo não apresenta o revestimento externo em aço inoxidável. Para melhor vedação e proteção contra a corrosão, os conectores destes cabos são fabricados em aço inoxidável e apresentam um *O-Ring* para vedação. A resistência de isolamento dos cabos é testada pelo fabricante, sendo assegurado um valor mínimo de  $10^{14} \Omega$ . A capacitância é de aproximadamente 100 pF/m.

Os sinais de início e fim do programa de retificação e alteração da velocidade de avanço são de baixa impedância (sinais em tensão). Assim, cabos trançados coaxiais de cobre e revestimento de PVC são suficientes. Os conectores são do tipo BNC. Os sinais digitais do analisador de sinais são transmitidos por um cabo ethernet tipo RJ45 até um computador portátil.

### 3.2.4 Amplificador de carga

O amplificador de cargas utilizado é do modelo 5015A, da empresa Kistler AG (Figura 3.10). Ele apresenta apenas um canal de entrada (por um conector BNC), ou seja, não possibilita a aquisição simultânea de mais de uma componente de força. Através de uma tela de cristal líquido são fornecidas ao usuário algumas informações sobre o sinal, como valor momentâneo, médio e pico-a-pico, e também sobre as configurações do sistema de medição (sensibilidade do transdutor, faixa de medição, constante de tempo, tensão de saída do amplificador e frequência de corte do filtro eletrônico). Este aparelho pode ser utilizado com qualquer transdutor que forneça um sinal em carga elétrica. Algumas características do amplificador são descritas na Tabela 3.2.

Figura 3.10 – Amplificador Kistler 5015A  
Fonte: Kistler (2004a)



Conforme mencionado na seção 2.4.2, o amplificador de carga utiliza um circuito integrador para converter o sinal recebido (carga elétrica) em um sinal em tensão. O modelo 5015A apresenta um amplificador operacional do tipo MOSFET no circuito integrador e quatro opções para capacitor de *feedback*: 100 pF, 900 pF, 10 nF e 220 nF. O valor da capacitância de *feedback* ( $C_f$ ) é escolhido automaticamente em função da faixa de medição de forças e da sensibilidade do transdutor, para que a tensão na saída do MOSFET permaneça entre os limites  $\pm 10$  V (equação 2.25). Assim, a menor faixa de medição disponível – que utiliza o capacitor de *feedback* de 100 pF – não deve receber um sinal de carga elétrica superior a 1.000 pC, para não ocorrer erro de truncamento (*clipping*), devido ao fato de a saída do amplificador operacional atingir a

tensão de saturação. Quando isto ocorre, um sinal de saturação “*overload*” é emitido e a medição é encerrada. O amplificador deve então ser reiniciado, o que pode ser feito manualmente, através do botão “reiniciar” (*reset*) ou automaticamente, por controle remoto (através de uma conexão de seis pinos). Para valores de carga elétrica de até dez vezes o limite da faixa de medição, o MOSFET não é danificado, segundo Kistler (2004a). A menor carga elétrica para a qual o fabricante assegura uma medição com incerteza dentro dos limites de erro especificados é de 2 pC (Tabela 3.2), o que equivale a 20 mV na saída do MOSFET, utilizando-se o capacitor de 100 pF.

Tabela 3.2 – Algumas características do amplificador K5015A

Faixa de medição (pC)		$\pm 2 \dots 2,2 \times 10^6$
Erro de medição (%)	< 10 pC	< $\pm 3$
	< 100 pC	< $\pm 1$
	$\geq 100$ pC	< $\pm 0,5$
Deriva temporal (mV/s)	a 25°C	< $\pm 0,03$
	a 50°C	< $\pm 0,3$
Tensão de saída (V)		$\pm 10$ V, $\pm 5$ V, $\pm 2,5$ V ou $\pm 2$ V
Ruído na saída (FPB < 30 kHz) (mVp-p)	2 ... 9,9 pC	< 60 ... < 20
	10 ... 99,9 pC	< 20 ... < 7
	> 100 pC	< 10 ... < 5

Fonte: Kistler (2004a)

São disponíveis três resistores de *feedback* ( $R_f$ ), a serem escolhidos de acordo com a constante de tempo desejada (natureza da medição):  $10^9 \Omega$  (*short*),  $10^{11} \Omega$  (*medium*) e aproximadamente  $10^{14} \Omega$  (*long* - resistência de isolamento do capacitor de *feedback*). A escolha da constante de tempo é feita pela seleção de  $R_f$ , já que  $C_f$  é previamente definida pela faixa de medição. Assim, uma constante de tempo definida como *short*, por exemplo, apresenta valores diferentes para cada faixa de medição. São obtíveis valores de constante de tempo entre 0,1 s e

100.000 s. Ao final de cada ciclo de medição o capacitor de *feedback* é ligado em curto-circuito com um relé de alívio (*reed-relais*) para que seja descarregado. Assim a tensão de saída do amplificador de carga é zerada e a nova medição não é influenciada pela anterior.

Após o circuito integrador há um amplificador de tensão para ajustar o sinal à faixa de tensão de saída escolhida. O ganho é selecionado automaticamente em função da faixa de medição escolhida pelo usuário e da sensibilidade dos transdutores. Podem ser utilizados valores de ganho de 1, 2, 5, 10, 20 e 100 vezes. Tanto a seleção do ganho quanto a do capacitor de *feedback* são feitas de modo a originar um sinal com a máxima tensão possível dentro da faixa de tensão de saída escolhida, visando reduzir a suscetibilidade a ruídos elétricos. Por exemplo, para uma sensibilidade dos transdutores de 2,5 pC/N, faixa de medição de  $\pm 20$  N e saída em tensão  $\pm 10$  V, o amplificador de carga seleciona o capacitor de *feedback* de 100 pF e um ganho de 20 vezes. Quando uma força de 20 N é aplicada sobre o transdutor, são gerados 50 pC de carga elétrica, os quais resultam em 0,5 V de tensão após o circuito integrador. Este sinal, após passar pelo amplificador com ganho ajustado em 20 vezes, torna-se um sinal de saída de 10 V, conforme a faixa de medição selecionada pelo usuário. Caso não houvesse o amplificador à jusante do circuito integrador, o sinal de saída seria de 0,5 V, muito mais suscetível a ruídos elétricos. Para sinais de até 1.000 pC é possível a utilização do capacitor de *feedback* mais sensível (100 pF), já que o menor ganho disponível é o unitário e o máximo sinal de saída é de 10 V. A sensibilidade dos transdutores, obtida através de curvas de calibração, deve ser informada pelo usuário. Através de diferentes combinações de capacitor de *feedback* e ganho, o amplificador de carga possibilita a escolha de uma faixa de medição estreita, resultando em medições precisas, tanto para aplicações que demandam a medição de forças de alguns newtons quanto para aplicações onde as forças são da ordem de centenas de quilonewtons.

O erro de zero – desvio da tensão de saída em relação a 0 V para o canal de entrada desconectado e a medição inativa – é corrigido eletronicamente, através de uma função que pode ser ativada pelo usuário. O erro de zero máximo é de 2 mV (KISTLER, 2004a), cujo valor correspondente em força depende da sensibilidade do transdutor.

É disponível um filtro passa-baixas digital tipo *Butterworth*, cujo uso é opcional, para eliminar componentes de alta frequência, como ruídos ou frequências próximas à de ressonância dos transdutores. Há opções de ordem para o filtro – segunda ou quinta – e de frequência de corte, as quais variam de 5 Hz a 30 kHz.

O sinal de saída em tensão apresenta baixa impedância ( $10\ \Omega$ ), o que permite a conexão de circuitos ou módulos instrumentais convencionais (impedância de entrada de no mínimo  $10^6\ \Omega$ ) sem a ocorrência de erros de medição significativos (FLESCHE, 2005). São disponíveis quatro intervalos de tensão para o sinal na saída:  $\pm 10\text{ V}$ ,  $\pm 5\text{ V}$ ,  $\pm 2,5\text{ V}$  e  $\pm 2\text{ V}$ . Saída em corrente elétrica também é possível. Quanto maior o intervalo do sinal de saída, menor a influência do ruído. Isto é especialmente importante para medição de forças pequenas, pois o ruído na saída do amplificador pode chegar a  $60\text{ mV}_{\text{p-p}}$  (Tabela 3.2).

Para permitir a equalização dos potenciais elétricos dos circuitos conectados a montante e a jusante do amplificador de carga há um amplificador diferencial logo após o circuito integrador. Os referenciais destes circuitos podem ser conectados à referência de alimentação do aparelho através de um parafuso M2,5 x 5 mm. É importante manter as tensões de referência do transdutor e do amplificador iguais, para evitar correntes de interferência (*ground loops*) pelos cabos.

### 3.2.5 Analisador de sinais

Um analisador de sinais, modelo OR36 da empresa OROS (Figura 3.11) foi utilizado para análise, tratamento e armazenamento dos

Figura 3.11 – Analisador de sinais OR36

Fonte: OROS (2006)

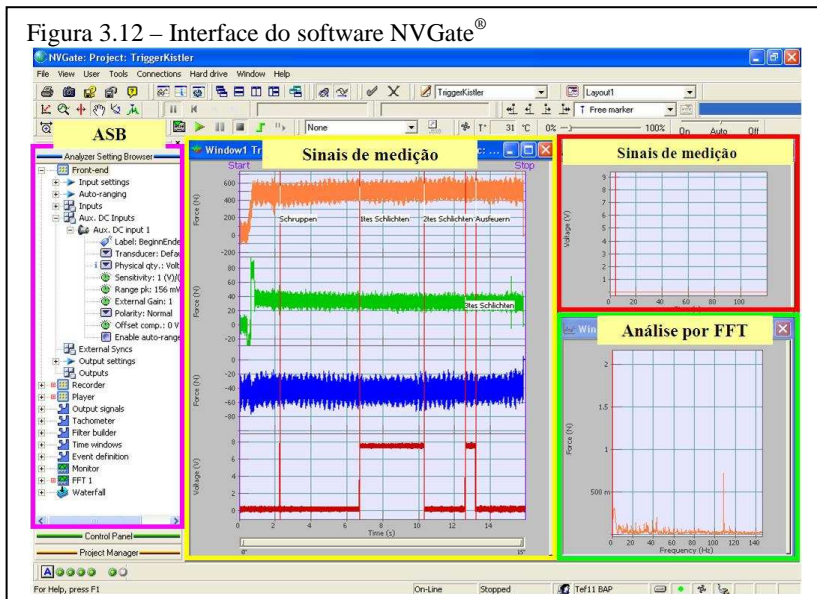


sinais de força medidos. Este aparelho permite a análise em tempo real de até 20 sinais, com uma frequência máxima de 20 kHz. São 16 canais de entrada analógicos com acoplamento capacitivo (em corrente alternada – CA) e quatro com acoplamento resistivo (em corrente contínua – CC). Além disto, o analisador apresenta dois canais analógicos de saída (para controle, por exemplo) e dois canais de sincronização. A interface com o usuário consiste no programa NVGate®, do mesmo fabricante, o qual pode ser instalado em um computador convencional. Os dados são transmitidos do analisador ao computador através de uma porta serial e um cabo de *ethernet* RJ45. Os sinais podem ser analisados em tempo real ou posteriormente.

Os canais CA são recomendados para a medição de sinais dinâmicos, pois a conexão com o capacitor constitui um filtro passa-altas, que bloqueia tanto perturbações em corrente contínua – como as correntes parasitas (*bias*) e a tensão de *offset* CC – quanto a parcela estática do sinal. Entretanto, sinais de tensão contínua também podem ser adquiridos por canais CA, desde que um acoplamento CC para o canal seja escolhido através do programa NVGate®. Os canais CA do OR36 apresentam uma entrada em tensão de  $\pm 40$  V, enquanto os CC,  $\pm 10$  V.

A interface do programa NVGate® é apresentada na Figura 3.12. O *layout* é definido pelo usuário. O menu da esquerda é dividido em três

Figura 3.12 – Interface do software NVGate®



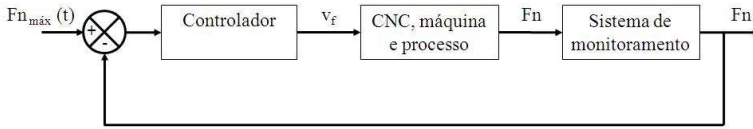
ramos: Gerenciador de configurações do analisador (*Analyzer Setting Browser* – ASB), Painel de Controle (*Control Panel*) e Gerenciador de projetos (*Project Manager*). Através do ASB são escolhidas as configurações dos transdutores, da medição e da análise dos sinais. O Painel de Controle serve para o controle manual do início e fim da medição. O Gerenciador de Projetos apresenta pastas virtuais, onde pode ser salvo cada projeto. Um projeto consiste num conjunto de medições e análises que apresentam parâmetros comuns, definidos pelo usuário. Tais parâmetros podem ser configurações prévias sobre transdutores, parâmetros de medição e análise dos sinais, bem como o *layout* da interface. Através do Gerenciador de Projetos podem ser abertos projetos, sinais ou resultados já salvos.

No sub-menu *front-end* do ASB podem ser configurados os parâmetros de aquisição de cada canal. Isto inclui o tipo de transdutor, sua sensibilidade, ganho externo, compensação de *offset*, polaridade e acoplamento do canal, além da taxa de aquisição. No sub-menu de gravação (*Recorder*) são configurados os parâmetros para o armazenamento dos sinais, como o local onde os arquivos devem ser salvos: no disco rígido do analisador ou no computador. Outros sub-menus do ASB incluem a configuração de filtros digitais (*Filter builder*), de análises no domínio da frequência (através da transformada rápida de Fourier) e a aplicação de um nível em um canal para determinar o início e fim da medição (*Event definition*).

### 3.3 METODOLOGIA

Conforme mencionado, o controle da força normal na retificação interna tem como objetivo manter os erros dimensionais e de forma dentro das tolerâncias especificadas, independentemente das condições da peça, do rebolo ou do processo. Uma estratégia para implementação deste controle consiste na compensação das deformações da máquina através de correções no posicionamento da ferramenta. Neste trabalho foram analisados o comportamento do sistema mecânico eixo-árvore/haste de montagem do rebolo/rebolo em relação ao erro dimensional do ângulo do assento, bem como as características de um sistema de medição de forças com transdutores piezelétricos para uma futura utilização em um controlador da força normal. O controle regularia a velocidade de avanço do eixo Z segundo o desvio da força normal em relação a um valor instantâneo ideal –  $F_{n \text{ máx}}(t)$  –, proveniente de uma função desenvolvida a partir da análise do comportamento do sistema mecânico (Figura 3.13).

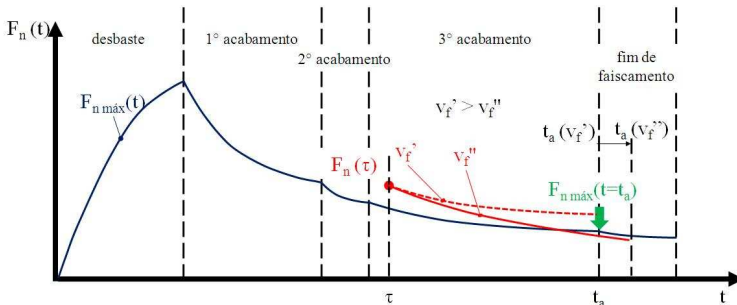
Figura 3.13 – Idealização de uma malha de controle para a força normal



A resposta dinâmica ( $F_n$ ) do sistema eixo-árvore/haste de montagem do rebolo/rebolo apresenta um comportamento exponencial à variação do estímulo  $v_f$ , conforme já abordado. Especificamente para este processo, tal comportamento é proposto na Figura 3.14. O máximo valor que  $F_n$  pode assumir no instante de início da etapa de fim de faiscamento ( $t_a$ ) deve ser determinado conforme a tolerância do ângulo do assento. Este valor estipula limites para  $F_n$  em qualquer instante de tempo anterior ao de início do fim de faiscamento ( $t < t_a$ ), o que implica em uma curva envolvente de controle –  $F_n máx(t)$  – em todas as etapas do processo. Em outras palavras, para qualquer instante  $t < t_a$   $F_n$  deve ser menor que  $F_n máx(t)$ , para que  $F_n(t = t_a)$  não exceda o limite superior da tolerância do ângulo do assento. É importante notar que a redução de  $v_f$  demanda um tempo de fabricação maior para que o volume de material necessário seja removido. Isto resulta em uma maior relaxação do eixo-árvore da ferramenta, o que tende a reduzir ainda mais  $F_n(t = t_a)$ . Este fato deve ser considerado pelo controlador na determinação do novo valor de  $v_f$ . Isto também vale para o desgaste da ferramenta, pois à medida que a perda de afiação do rebolo se acentua,  $F_n$  aumenta e o tempo de fabricação também, já que a velocidade de avanço precisa ser reduzida. Portanto, além de atuar em  $v_f$ , o controlador deve ajustar a duração do processo.

Do acima exposto conclui-se que a utilização do controlador requer que as seguintes funções sejam estabelecidas:

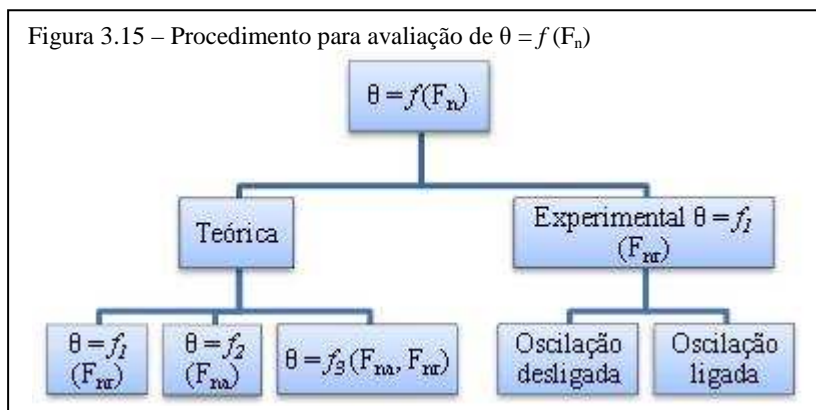
Figura 3.14 – Curva envolvente  $F_n Máx(t)$  resultante do limite especificado em  $t_a$





- $\theta = f(F_n)$ , para determinar o máximo valor da força normal no instante de início da etapa de fim do faiscamento –  $F_{n \text{ máx}}$  ( $t = t_a$ ) – que ainda permite a fabricação de um ângulo do assento dentro da tolerância;
- $F_n = g(v_f)$ , para cada etapa do processo, pois esta função define qual a influência da alteração de  $v_f$  pelo controlador sobre a grandeza controlada,  $F_n$ ;
- $Z = h(v_f)$ , para que o volume de material necessário seja removido, independentemente da variação da velocidade de avanço.

Dentre as funções mencionadas, apenas a função  $f$  foi examinada neste trabalho, utilizando duas abordagens: uma teórica e outra experimental (Figura 3.15). A abordagem teórica é descrita no capítulo 4 e considera um modelo de viga em balanço engastada unilateralmente para o conjunto haste de montagem-rebolo. Através da dedução da equação da linha elástica da viga, verificou-se a influência de cada componente da força normal –  $F_{nr}$  e  $F_{na}$  – individualmente e em conjunto sobre o giro na ponta da viga (correspondente à região cônica do rebolo). A abordagem experimental correlaciona às medições da componente  $F_{nr}$  obtidas através do sistema com transdutores piezelétricos ao respectivo ângulo do assento. Foram realizados testes com oscilação ligada e desligada. A abordagem experimental oferece uma relação real entre  $F_{nr}$  e o ângulo do assento, a qual é independente da obtida através do modelo de viga em balanço. Além disto, ela fornece informações sobre o desempenho do sistema de medição no monitoramento deste processo. Por fim, é realizada uma comparação entre as funções  $f$  obtidas nas duas abordagens.



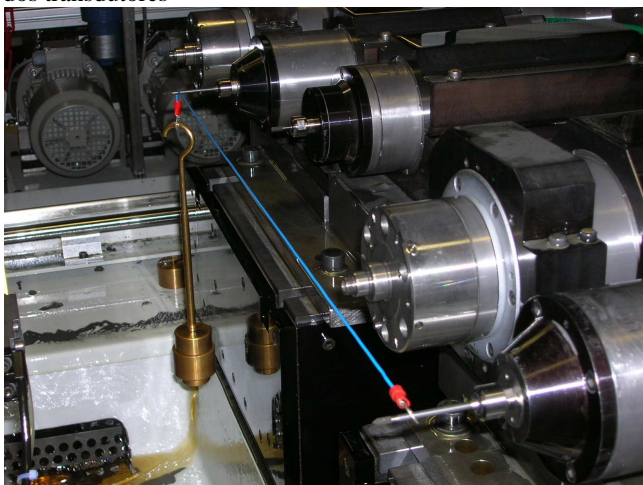
### 3.3.1 Verificação experimental da influência da componente radial da força normal sobre o ângulo do assento

#### 3.3.1.1 Calibração dos transdutores

Conforme mencionado, é necessário informar a sensibilidade dos transdutores ao amplificador de carga. A sensibilidade para a direção X mostrada na Tabela 3.1 (correspondente à direção de  $F_{nr}$ ) é uma aproximação válida somente para a montagem sob condições ideais. O fabricante recomenda uma calibração após a montagem dos transdutores para que se obtenha um valor mais preciso de sua sensibilidade.

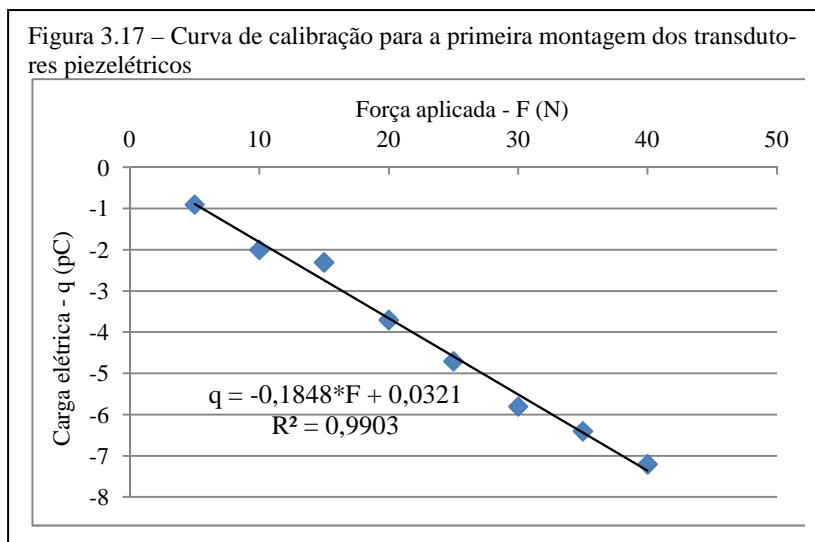
Através de massas suspensas por um cabo metálico na região cilíndrica do rebolo (Figura 3.16) foram obtidas forças constantes para a calibração em uma faixa de 5 N a 40 N, em intervalos de 5 N. Estas massas apresentam valor preciso, pois são provenientes de um laboratório de calibração da empresa. Para não decompor a força aplicada sobre o rebolo em outras direções que não a X, o cabo foi tracionado sobre o rebolo para a retificação do assento no lado B da máquina, já que ambas as ferramentas são ajustadas precisamente para a mesma altura. Eventuais erros devido à elongação do cabo e ao deslizamento deste sobre a ferramenta do lado B foram desprezados. Para reduzir a deriva temporal, as conexões entre transdutores, cabos e amplificador de carga foram

Figura 3.16 – Procedimento para aplicação das forças de calibração na direção X dos transdutores



limpas com isopropanol. O amplificador de carga foi mantido ligado por uma hora antes das medições.

O amplificador de carga foi conectado à caixa comutadora na saída correspondente à direção X ( $F_{nr}$ ) e a grandeza a medir escolhida foi a de carga elétrica. Depois de cada medição, o amplificador de carga foi reiniciado a fim de reduzir a deriva temporal. O gráfico da Figura 3.17 mostra as medições de carga elétrica em função da força aplicada, bem como um ajuste linear da reta, sua equação e seu coeficiente de correlação.



A sensibilidade apresentou um valor extremamente baixo (aproximadamente -0,2 pC/N) comparando-se ao fornecido pelo fabricante (-3,2 pC/N). Isto não impede o uso do sistema de medição, mas poderia resultar em um erro considerável na medição de forças muito pequenas, já que a faixa de medição do amplificador não abrange, segundo o fabricante, cargas elétricas entre -2 pC e +2 pC (equivalente ao intervalo de -11 N a +11 N nesta configuração). Um valor tão reduzido de sensibilidade evidencia que apenas uma parcela do peso das massas de calibração estava atuando diretamente nos transdutores. Ao examinar mais detalhadamente a montagem do sistema de medição, percebeu-se que o suporte de fixação do eixo-árvore do rebolo estava em contato com a placa montada sobre o carro longitudinal (Figura 3.18-a), o que constituía um fluxo secundário de força. Outras fontes de fluxo secundário eram os para-

fusos de fixação, bem como um pino metálico usado para o alinhamento do eixo-ferramenta no plano XZ da máquina, o qual interligava o suporte de fixação do eixo-árvore do rebolo ao carro longitudinal.

Uma nova montagem foi feita com o objetivo de aumentar a sensibilidade dos transdutores (Figura 3.18-b). Foi fabricado um novo suporte para o eixo-árvore, com um chanfro na base, de modo a impedir o contato com a placa fixada no carro longitudinal. O pino metálico para alinhamento do eixo-árvore do rebolo foi removido. Os parafusos M8 usados na fixação dos transdutores foram substituídos por elementos de fixação modelo 9461 da empresa Kistler AG (Figura 3.18-c). A liga de cobre-berílio que constitui o parafuso e a porca apresenta um baixo módulo de elasticidade, o que reduz o fluxo secundário de força. Para eliminar os anéis de ajuste, foi fabricado um novo suporte para fixação do eixo-árvore do rebolo, mais espesso que o anterior. As superfícies de contato da placa sobre o carro longitudinal e do suporte de fixação do eixo-árvore foram preparados conforme as recomendações do fabricante (Figura 3.18-d). Uma bucha de centragem impede o contato entre as superfícies metálicas do pino de fixação e do transdutor, que poderiam causar interferências de alta frequência. Os anéis de isolamento servem para o isolamento elétrico do transdutor em relação às superfícies de fixação (KISTLER, 2004b).

Para assegurar a aplicação da força de pré-tensionamento especificada pelo fabricante (25 kN), o amplificador de carga foi conectado ao canal correspondente à direção Z da caixa comutadora e sua saída escolhida como carga elétrica. Usando os dados fornecidos pelo fabricante sobre a sensibilidade dos transdutores sem carregamento (4,2 pC/N), foi aplicado torque sobre cada elemento de fixação até o amplificador de carga fornecer a indicação aproximada de 105.000 pC (equivalente a 25 kN).

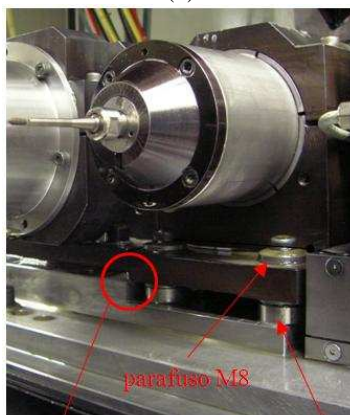
Duas novas calibrações, idênticas à da Figura 3.16, forneceram as seguintes equações através da regressão linear:

$$q = -2,911 \cdot F - 3,03 \quad (3.2)$$

e

$$q = -2,974 \cdot F - 2,42. \quad (3.3)$$

Figura 3.18 – Montagem inicial dos transdutores, com fluxos secundários de força (a) e nova montagem (b); Componentes do elemento de fixação Kistler 9461 (c) e especificações para preparação das superfícies de montagem dos transdutores (d)



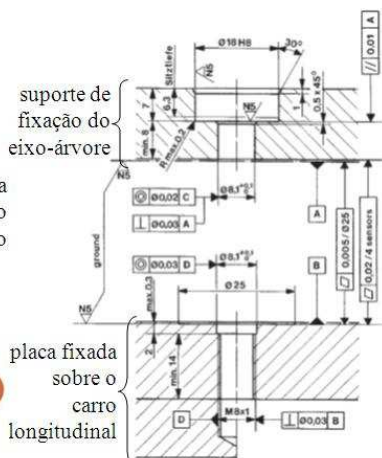
(a)



(b)



(c)



(d)

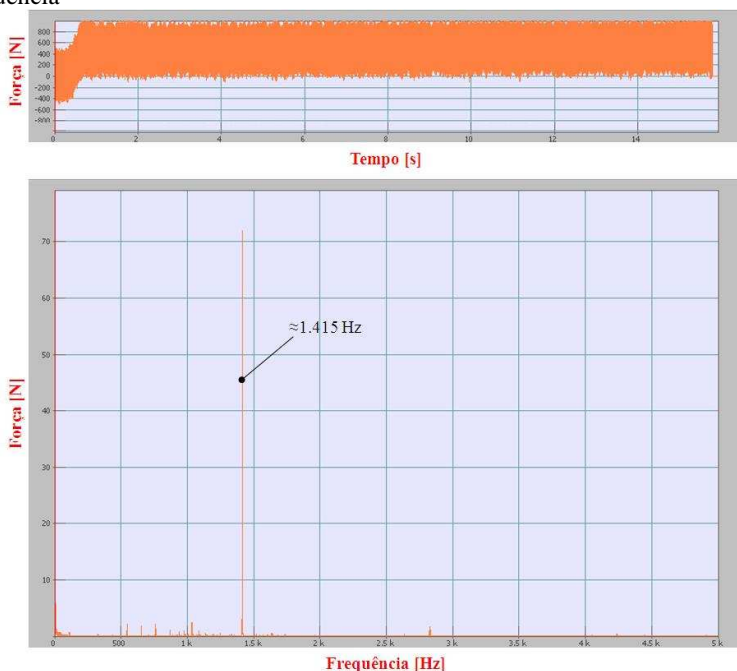
Estes resultados mostram que a nova montagem proporcionou um aumento substancial na sensibilidade dos transdutores, para um valor

próximo ao proposto pelo fabricante, embora os erros de zero ( $-3,0$  pC e  $-2,4$  pC) sejam significativos. O erro de zero é decorrente do tempo necessário para o procedimento de calibração e é influenciado pela deriva temporal.

### 3.3.1.2 Filtragem dos sinais

Os primeiros testes para a verificação do comportamento do sistema de medição durante o processo de retificação mostraram valores extremamente altos de força. Utilizando a função Transformada Rápida de Fourier disponível no analisador de sinais foi possível a análise do espectro em frequência destas medições, como mostrado na Figura 3.19. Percebe-se a influência majoritária de uma componente senoidal com frequência de aproximadamente  $1.415$  Hz, que corresponde à frequência de rotação do eixo-árvore do rebolo ( $85.000 \text{ min}^{-1}$ ).

Figura 3.19 – Sinal de força na direção X e o respectivo espectro de frequência



Conforme mencionado na seção 2.4.3, os transdutores piezelétricos são sistemas dinâmicos e sua montagem deve ser feita considerando-se a frequência natural resultante, dada na equação 2.29. Quando foi realizada a nova montagem dos transdutores para redução do fluxo secundário de força, aproveitou-se a oportunidade para pesar o eixo-árvore do rebolo e seu suporte de fixação. Aplicando-se os dados de massa do conjunto (16,9 kg) e de rigidez equivalente à associação em paralelo dos quatro transdutores (o valor individual da rigidez na direção X é apresentada na Tabela 3.1) na equação 2.29, obtém-se a frequência natural da montagem.

$$\omega_{nx} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \cdot (240 \cdot 10^6) \text{ N/m}}{16,9 \text{ kg}}} \cong 1,2 \text{ kHz} \quad (3.4)$$

O sistema é excitado por uma força periódica de frequência igual à rotação do eixo-árvore do rebolo (devido ao desbalanceamento inerente a qualquer rotor), que é apenas 15% menor que a frequência natural da montagem. Disto resulta uma grande deformação dos transdutores, gerando sinais amplificados de força. Para evitar a saturação no amplificador de carga (*overload*) e o consequente erro de truncamento (*clipping*) do sinal, era necessária uma faixa de medição de forças muito grande (neste caso, de  $\pm 1.000 \text{ N}$ ), impossibilitando a medição precisa de forças de pequena magnitude.

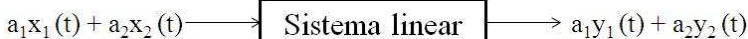
Para permitir o uso de uma faixa de medição menor, utilizou-se um filtro eletrônico passa-baixas disponível no amplificador de carga. Foi utilizada a menor frequência de corte disponível, 5 Hz, pois quanto menor seu valor, mais fácil a interpretação visual do sinal de força. Schroeter (1997) propõe uma relação de compromisso entre a conveniência de visualização dos sinais e a precisão na medição, pois constatou que a utilização de frequências de corte pequenas tende a reduzir a média dos sinais adquiridos. Uma investigação da frequência de corte ideal não foi realizada, pela impossibilidade de se comparar um mesmo sinal de força proveniente da retificação do assento filtrado com duas frequências distintas. Assim, assume-se que as medições realizadas podem, eventualmente, apresentar um erro de atenuação devido à filtragem.

O fato de o sistema de medição estar sujeito a uma excitação de frequência próxima à de ressonância não deve afetar as medições em frequências bem abaixo deste valor, desde que o sistema mecânico excitado seja linear. Um sistema mecânico é linear se apresenta a proprieda-

de de superposição, como mostra a Figura 3.20 (HAMMOND, SHIN, 2008). A superposição é a combinação das propriedades de adição e de homogeneidade (proporcionalidade ou escala). Para este caso, seja  $x_1(t)$  uma excitação quase-estática, como a componente  $F_{nr}$  atuante sobre o sistema eixo-árvore/haste de montagem do rebolo/rebolo e  $x_2(t)$  a excitação de alta frequência, decorrente da rotação do eixo-árvore. Assumindo a hipótese de linearidade do sistema mecânico eixo-árvore/suporte/transdutores, as respostas a estes estímulos, respectivamente  $y_1(t)$  e  $y_2(t)$ , serão independentes entre si. O fato de a excitação  $x_2(t)$  possuir frequência próxima à de ressonância do sistema não deve afetar a resposta  $y_1(t)$ , nem o coeficiente  $a_1$ , mas apenas o coeficiente  $a_2$  – que neste caso, seria consideravelmente aumentado.

Figura 3.20 – Propriedade da superposição para um sistema linear.

Fonte: Hammond, Shin (2008)



Assim, a componente relativa ao desbalanceamento do eixo-árvore pode ser removida através da filtragem do sinal obtido dos transdutores. Para confirmar a linearidade do sistema mecânico seria necessário verificar a resposta do sistema de medição a uma excitação de alta frequência com intensidade conhecida. Como isto não foi possível devido à escassez de recursos disponíveis para a pesquisa, tal verificação não foi feita.

Da análise do espectro de frequência dos sinais de força constatou-se também a presença de uma interferência de 50 Hz. Esta é a frequência da rede elétrica na Alemanha e provavelmente foi ocasionada por laços de aterramento (*ground loops*). Isto ocorria provavelmente devido à presença de campos magnéticos induzidos pelos motores das máquinas da linha de produção. Tal interferência foi eliminada através da conexão de um amplificador de isolamento modelo 3380002 do fabricante Elspro à tomada de alimentação do amplificador de carga. O amplificador de isolamento permite um isolamento galvânico e pode ser usado para impedir choques elétricos ou suprimir ruídos elétricos em aparelhos sensíveis.

### 3.3.1.3 Configuração do amplificador de carga e do analisador de sinais

Os movimentos rápidos do carro longitudinal para o posicionamento das ferramentas nos processos de retificação do assento e do furo-

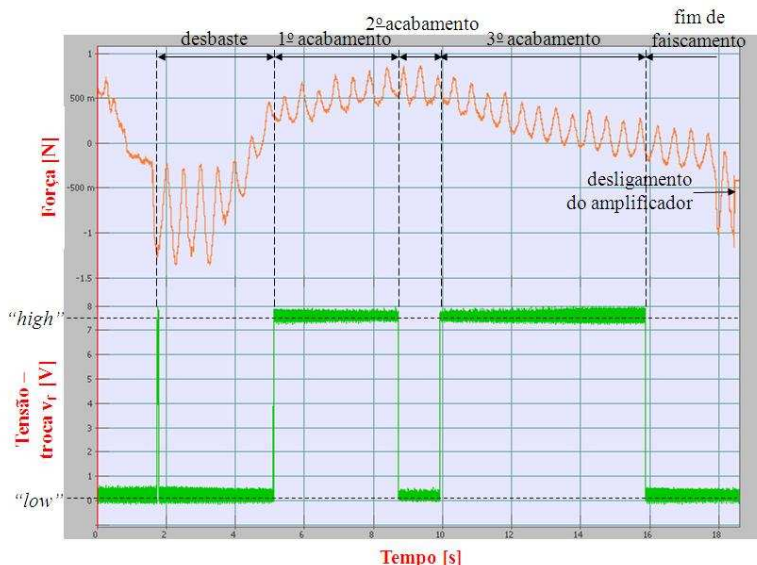


guia do cilindro do bico injetor ocasionam forças elevadas sobre os transdutores, resultantes da aceleração brusca da massa sobre eles montada (eixo-árvore do rebolo e seu suporte). Tais forças podem causar a saturação do amplificador de carga. Para permitir o uso de faixas de medição menores (e a consequente redução do erro de medição), fez-se necessário ativar o amplificador de carga apenas quando o rebolo para retificação do assento já tivesse executado o movimento de posicionamento rápido. Isto foi feito utilizando-se um sinal de ativação (*trigger*) enviado por controle remoto pelo CNC da máquina. O amplificador de carga dispõe de um conector para controle remoto do tipo “*MiniDIN-rundstecker*” de seis pinos. O pino 5 é o pino lógico, que apresenta os estados “lógico inativo” para uma tensão entre 3 V e 30 V e “lógico ativo” entre 0 V e 1 V em relação à referência (pino 6). Antes de ser iniciado o processo de retificação do assento, o terminal K00-K515 (saída 02) da máquina fornece um sinal de tensão (24 V) para um relé mecânico, que mantém a conexão entre os pinos 5 e 6 aberta. A mesma saída da máquina foi conectada ao canal “CC-1 auxiliar” do analisador de sinais, através de um resistor de 1,8 M $\Omega$ , para que o sinal fosse reduzido a 7,5 V (o canal “CC-1 auxiliar” suporta sinais na faixa de  $\pm 10$  V). Este canal é programado com uma função lógica de nível (*level*) de 7 V no sub-menu “*event definition*” do ASB. Quando o rebolo está posicionado para o início da retificação do assento, a máquina passa a emitir um sinal de 0 V, que ativa o relé e curto-circuita os pinos 5 e 6 do conector do amplificador de carga, iniciando a medição. A transição do sinal para um nível abaixo de 7 V também inicia a medição no analisador de sinais. Ao término do processo, o sinal do CNC da máquina volta ao nível de 24 V, tal que o relé abre a conexão entre os pinos 5 e 6, inativando a medição no amplificador de carga. Para o analisador de sinais, uma segunda função lógica de nível finaliza a aquisição quando o nível de 2 V é ultrapassado. Posteriormente os carros longitudinal e transversal realizam os avanços rápidos para a retificação de uma nova peça.

Para permitir o reconhecimento de cada etapa do processo em um sinal de força, o CNC da máquina, através do terminal K00-K516 (saída 04), fornece ao analisador de sinais um sinal em tensão referente à troca das velocidades de avanço do carro longitudinal. Este sinal é idêntico ao fornecido pelo outro terminal e também passa por um resistor de 1,8 M $\Omega$ . A cada alteração da velocidade de avanço o sinal fornecido alterna entre 24 V e 0 V, sendo adquirido pelo canal CA-4. Neste caso, nenhuma função lógica foi utilizada. A Figura 3.21 ilustra um sinal de força e os correspondentes sinais de troca de velocidade de avanço. Cada arqui-

vo corresponde ao processo de retificação de um único cilindro do bico injetor e foi salvo no disco rígido do analisador.

Figura 3.21 – Reconhecimento das etapas do processo através dos sinais referentes à troca da velocidade de avanço fornecidos pelo CNC (retificação de uma peça com oscilação do rebolo)



A saída em tensão do amplificador de carga foi conectada ao canal CA-1 do analisador de sinais. Para a aquisição da parcela estática do sinal, foi utilizado o acoplamento CC para este canal através do programa NVGate®. A faixa de  $\pm 10$  V foi escolhida, pois corresponde à saída do amplificador de carga. No sub-menu *front-end* do ASB podem ser configurados os parâmetros de aquisição. Foi utilizada a taxa de aquisição de 8,192 kHz, a qual fornece frequências de até 3,2 kHz.

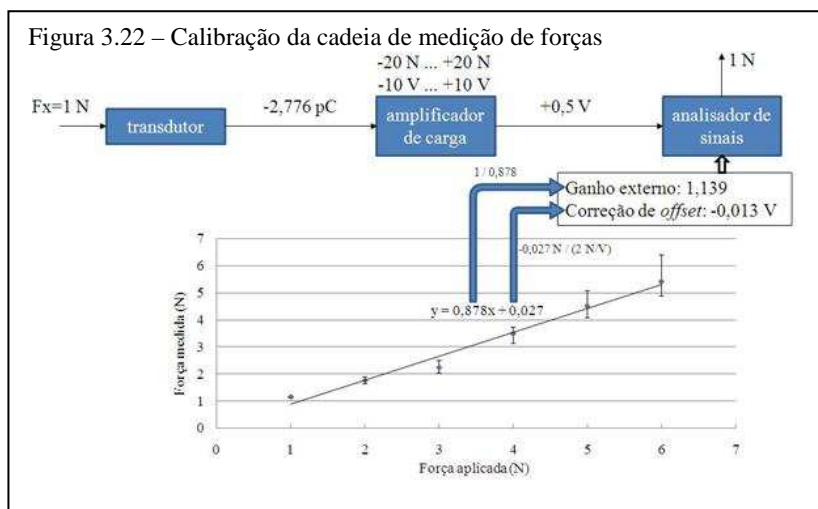
### 3.3.1.4 Calibração e definição dos parâmetros do sistema de medição

Após a nova montagem dos transdutores e a integração dos sinais do CNC da máquina ao amplificador de carga e ao analisador, mais alguns testes foram feitos para verificar o comportamento do sistema de medição. Foram utilizados um filtro passa-baixas de 5 Hz no amplificador de carga e a média da sensibilidade obtida através das duas curvas

de calibração das equações 3.2 e 3.3. ( $2,95 \text{ pC/N}$ ). Os resultados mostraram que os níveis de  $F_{nr}$  se mantinham abaixo de  $5 \text{ N}$  durante todo o processo de retificação do assento.

Para melhor representar as forças que ocorrem no processo, optou-se por calibrar novamente os transdutores, desta vez na faixa de  $1$  a  $6 \text{ N}$ , em intervalos de  $1 \text{ N}$ . Não foi possível estabelecer uma faixa de calibração menor, pois a menor massa de calibração disponível apresentava peso de  $1 \text{ N}$ . Os valores de carga elétrica decorrentes da aplicação das forças foram utilizadas para a escolha da melhor reta. Foram obtidas cinco retas a partir de cinco procedimentos de calibração consecutivos. Depois de cada medição de carga elétrica o amplificador foi reiniciado, para reduzir a influência da deriva temporal, que apresentou valores de até  $0,4 \text{ pC/s}$  (cerca de  $0,1 \text{ N/s}$ ), mesmo com a limpeza das conexões com isopropanol. Verificou-se uma boa repetibilidade do método de calibração, com sensibilidade variando entre  $-2,67$  e  $-2,85 \text{ pC/N}$ . O coeficiente linear médio de  $0,58 \text{ N}$  provavelmente deve-se em grande parte à influência da deriva temporal, decorrente do tempo necessário entre o posicionamento e estabilização da massa de calibração e a leitura da força medida.

Para verificar se os sinais mostrados pelo analisador de sinais realmente correspondiam às forças aplicadas nos transdutores, optou-se por uma calibração que estabelece uma relação entre a grandeza física de entrada (força) e a de saída (valor de força mostrado pelo analisador de sinais), procedimento recomendado por diversos autores (DALLY, RILEY, McCONNEL, 1984; SMITH, 1984; TELEMETRY GROUP OF

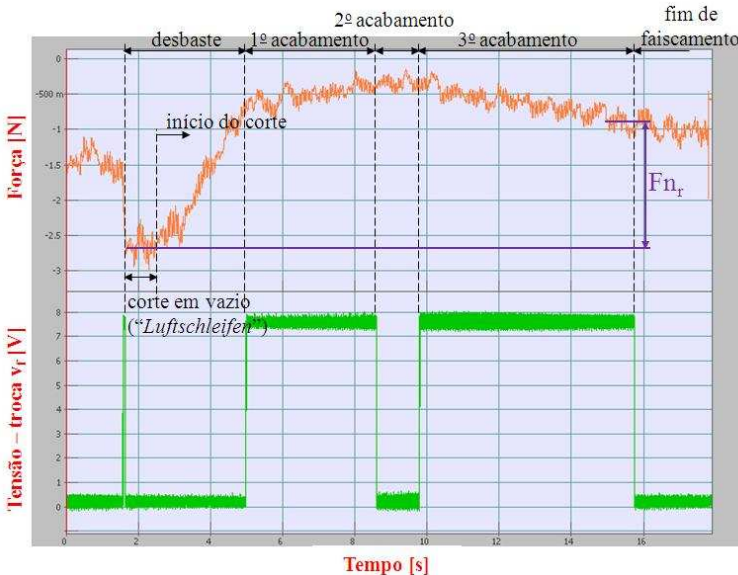


THE RANGE COMMANDERS COUNCIL, 2005). Foi utilizada a média das sensibilidades ( $-2,776 \text{ pC/N}$ ) no amplificador de carga, com uma faixa de medição de  $\pm 20 \text{ N}$  e sinal de saída  $\pm 10 \text{ V}$  (relação de  $2 \text{ N/V}$ ). O amplificador de carga foi conectado ao analisador de sinais através do canal CA-1. Foram aplicadas forças em uma faixa de  $1 \text{ N}$  a  $6 \text{ N}$  em intervalos de  $1 \text{ N}$ . O valor correspondente de força fornecido pelo analisador de sinais foi obtido. Cada medição de força foi efetuada três vezes e a média foi usada para correlacionar a força aplicada e a força medida. Os resultados são apresentados na Figura 3.22. Através dos coeficientes angular e linear da reta obtêm-se os parâmetros de ganho e correção de *offset* para o analisador de sinais. Com eles é possível reduzir a influência dos erros de linearidade e de zero do sistema de medição.

### 3.3.1.5 Interpretação dos sinais de força

Após a calibração e a preparação do sistema de medição, foram obtidos os sinais de  $F_{nr}$  em função do tempo para diversas peças. Através da observação visual dos gráficos no analisador de sinais, foram comparados os valores de  $F_{nr}$  nos instantes de início do desbaste e de i-

Figura 3.23 – Método utilizado para interpretar os sinais de  $F_{nr}$  (retificação de uma peça sem oscilação do rebolo)



nício da etapa de fim do faiscamento (Figura 3.23). A diferença entre os dois valores de  $F_{nr}$  foi admitida como o valor final da medição para cada peça. Optou-se pela utilização de valores relativos em substituição a absolutos para minimizar os erros de zero e de deriva temporal inerentes ao sistema de medição, conforme proposto por Schroeter (1997).

### 3.3.1.6 Ensaios de retificação

Um novo rebolo previamente perfilado foi selecionado para os ensaios de retificação. As medições do ângulo do assento de cada peça foram realizadas manualmente no dispositivo descrito na seção 3.1.4.3. As peças foram numeradas em ordem crescente com uma marcação a LASER e este número de identificação foi usado para nomear cada sinal de medição de força. Assim, foi possível garantir que o sinal de força de cada peça fosse associado à medição do seu respectivo ângulo do assento. Em cada dia de ensaio foram realizadas previamente as calibrações dos transdutores e do sistema de medição, de maneira idêntica à descrita na seção 3.3.1.1, a fim de reduzir a influência da variabilidade destes parâmetros ao longo dos dias.

No dia em que foi realizada a calibração que forneceu os parâmetros descritos na seção 3.3.1.1, foram adquiridos sinais de força de um grupo de peças para um lote de produção seriada, com o objetivo de testar o sistema de medição. As peças não haviam sido numeradas previamente e por isto, excepcionalmente para estes testes, nenhuma medição do ângulo do assento foi realizada. Estes sinais de força, entretanto, apresentaram características úteis para a análise do processo de retificação do assento e por isto foram incluídos na análise desenvolvida no capítulo 5. Este grupo de testes foi denominado “Grupo 1”.

Os ensaios pertencentes ao “Grupo 2” foram conduzidos com o movimento oscilatório desligado (conforme classificação mostrada na Figura 3.15), a fim de facilitar a interpretação dos sinais de força. Para verificar a influência de  $F_{nr}$  sobre o ângulo do assento, optou-se por conduzir ensaios com diferentes valores de velocidade de avanço, já que este parâmetro influencia a taxa de remoção volumétrica e consequentemente, as componentes da força de retificação. Desta forma, além dos testes realizados com velocidades de avanço semelhantes à da produção seriada ( $v_f = 100\%$ ), foram utilizadas velocidades 50% e 100% maiores em cada etapa do processo (ensaios denominados  $v_f = 150\%$  e  $v_f = 200\%$ , respectivamente). A duração da etapa de fim de faiscamento foi mantida constante para todos os ensaios, já que ela não interfere no erro do ângulo do assento. Os valores absolutos das velocidades de avanço

são de uso exclusivo da empresa Robert Bosch *GmbH*. Os ensaios do grupo 2 foram realizados no terceiro dia de testes, com sensibilidade dos transdutores de -2,179 pC/N. O ganho externo de 1,094 e a correção de *offset* de -0,291 V utilizados no analisador de sinais foram calculados conforme procedimento descrito na Figura 3.22. Ao final de cada grupo de peças retificadas com mesma velocidade de avanço foi realizada uma rotina de dressamento da ferramenta. O programa de correção do ângulo da ponta do rebolo foi desligado, pois este introduziria uma variação no ângulo do assento entre testes com diferentes velocidades de avanço.

Uma vez que o processo de retificação do assento realizado para fins de produção deve ser conduzido com movimento oscilatório ligado também foram realizados ensaios com esta configuração, reunidos no “Grupo 3”. Os testes realizados com  $v_f$  de 100% (Grupo 3A) foram realizados no segundo dia de ensaios e os parâmetros do analisador de sinais são mostrados na Tabela 3.3. Os testes realizados com velocidades de avanço de 200%, 250% e 300% (Grupo 3B) foram efetuados no terceiro dia de testes, com os mesmos parâmetros do “Grupo 2” para o analisador de sinais.

Tabela 3.3 – Condições dos ensaios de retificação

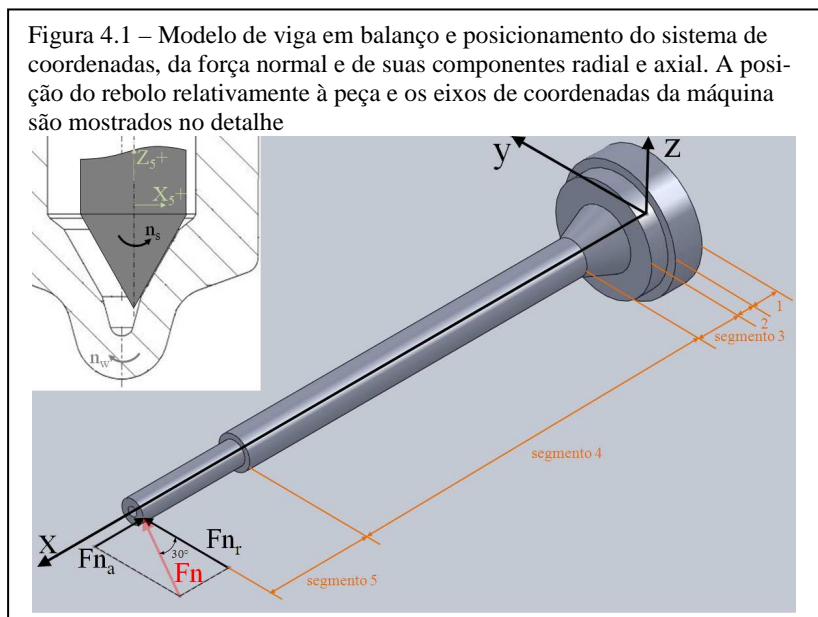
Ensaio	Grupo 1	Grupo 2	Grupo 3A	Grupo 3B
Dia	1	3	2	3
Oscilação	Ligada	Desligada	Ligada	Ligada
Medição do ângulo do assento	Não	Sim	Sim	Sim
Sensibilidade (pC/N)	-2,776	-2,179	-2,468	-2,179
Ganho externo	1,139	1,094	1,086	1,094
Correção de <i>offset</i> (V)	-0,013	-0,291	-0,211	-0,291
Velocidade de avanço (%)	100	100, 150, 200	100	200, 250, 300

## 4 MODELO PARA DETERMINAÇÃO DA MÁXIMA FORÇA NORMAL

Neste capítulo é desenvolvido um modelo de viga em balanço para estimar a máxima força normal permissível ao processo de retificação do assento. Isto é feito calculando-se a máxima força que resulta em uma inclinação da linha elástica da viga correspondente ao máximo erro de conicidade do assento. Primeiramente é feita uma descrição do modelo utilizado, bem como de suas hipóteses simplificativas. A inclinação da linha elástica é estimada considerando-se separadamente as duas componentes da força normal ( $F_{nr}$  e  $F_{na}$ ). Por fim é feita uma abordagem do problema valendo-se das duas componentes.

### 4.1 DESCRIÇÃO DO MODELO E CONSIDERAÇÕES

A Figura 4.1 apresenta o modelo de corpo sólido utilizado para o conjunto haste de montagem-rebolo, bem como a atuação das componentes radial e axial da força normal. A origem do sistema de coordenadas (engaste) foi posicionada na interface haste de montagem do rebolo-mancal, ou seja, considerou-se que o deslocamento neste ponto é nulo. Tal hipótese foi verificada pelo seguinte teste: um relógio comparador



foi posicionado e zerado sobre o segmento 1 (o mais próximo possível da interface) e em seguida aplicada uma carga radial de 4 N sobre o rebolo (conforme procedimento mostrado na Figura 3.16). A leitura no relógio comparador mostrou que o deslocamento sobre tal ponto era imperceptível. O sistema de coordenadas foi selecionado devido à posição do rebolo em relação à peça durante a retificação (detalhe da Figura 4.1). Os eixos X e Y do modelo correspondem respectivamente às direções  $Z_5$  e  $X_5$  da máquina, porém com sentidos opostos. O ponto de aplicação da força normal, portanto, apresenta valor negativo na coordenada Y.

A Figura 4.2 compara as geometrias reais da haste de montagem e do rebolo com as utilizadas no modelo. As principais simplificações são:

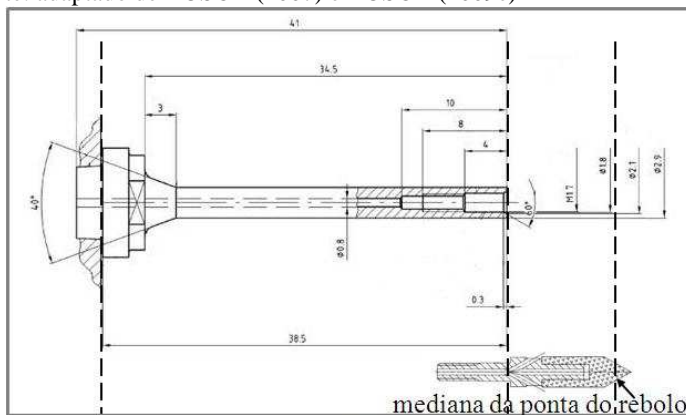
- a rosca interna utilizada para fixação da ferramenta na haste foi desconsiderada;
- a geometria do rebolo foi aproximada a um cilindro de 2 mm de diâmetro e comprimento coincidente à mediana do cone que constitui a ponta do rebolo (ponto médio de aplicação das forças sobre esta superfície).
- o material do segmento 5 foi considerado como o mesmo da haste de montagem do rebolo, embora apenas o material do corpo-base do rebolo o seja.

A atuação das componentes radial e axial da força normal, devido à posição do contato entre rebolo e peça (detalhe da Figura 4.1), flexiona o sistema haste de montagem-rebolo, fazendo com que o ângulo do assento seja sempre mais obtuso que o da ponta da ferramenta. Como o contato ocorre somente em um lado do assento, o ângulo deste aumenta  $\theta$  graus para uma deflexão de  $\theta/2$  graus do sistema haste de montagem-rebolo. Assim, para uma tolerância de  $0,12^\circ$  no ângulo do assento, o modelo deve ser analisado visando-se à obtenção da máxima força normal cujas componentes impliquem em uma inclinação de  $0,06^\circ$  na linha elástica na extremidade da viga (neste caso, na mediana do rebolo). Tomando-se o sistema de coordenadas da viga (mostrado na Figura 4.1), a interpretação matemática de tal inclinação corresponde à primeira derivada da equação da linha elástica na extremidade L onde a força é aplicada (equação 4.1). A máxima força normal está implícita na equação da linha elástica.

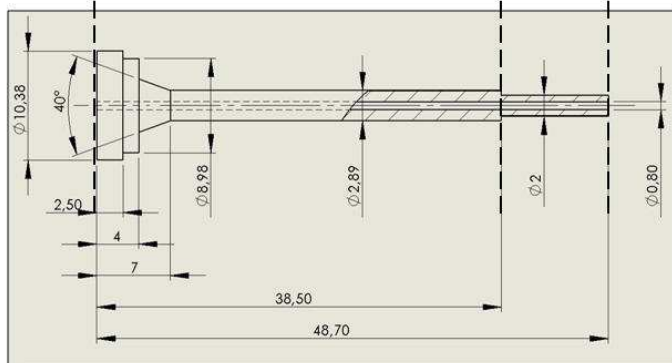


Figura 4.2 – Comparativo entre o sistema haste de montagem-rebolo real (a) e o modelo simplificado (b); detalhes do rebolo são mostrados em (c). Algumas dimensões foram omitidas devido ao termo de sigilo.

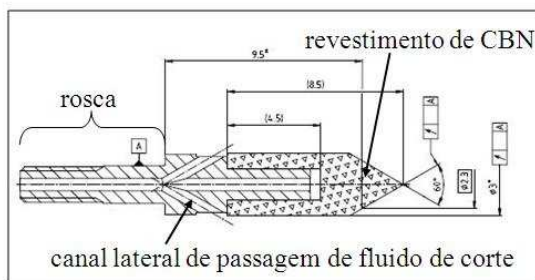
Fonte: adaptado de BOSCH (2007) e BOSCH (2009e)



(a)



(b)



(c)

$$\theta = \left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=L} \leq 0,06^\circ \quad (4.1)$$

Uma vez que a viga apresenta uma relação comprimento/diâmetro superior a dez, a deflexão resultante das tensões de cisalhamento são menores que 1% e podem ser desprezadas (POPOV, 1978). A viga estaria, então, sujeita exclusivamente à flexão, tal que a segunda derivada da sua linha elástica pode ser aproximada segundo a equação 4.2:

$$\frac{d^2y}{dx^2} \cong \frac{M_z(x)}{E(x) \cdot I_{zz}(x)}. \quad (4.2)$$

## 4.2 APLICAÇÃO DA EQUAÇÃO DA LINHA ELÁSTICA AO CASO

A influência da força normal sobre a linha elástica da viga pode ser analisada a partir da atuação de cada componente,  $F_{nr}$  e  $F_{na}$ , separadamente.

### 4.2.1 Flexão radial

Para o caso de flexão devido à componente  $F_{nr}$ , a equação da linha elástica (equação 4.3) deve ser integrada:

$$\theta(x) = \frac{dy}{dx} = \int \frac{M_z(x)}{E(x) \cdot I_{zz}(x)} dx + C. \quad (4.3)$$

O módulo de elasticidade do material utilizado para a confecção da haste de montagem do rebolo e do corpo-base para a deposição do CBN (metal-duro K30) é, aproximadamente, de 600 GPa (KÖNIG,1990). Embora tal valor seja inexato, a consulta à bibliografia mostrou-se como única opção frente à dificuldade em se realizar um ensaio de tração devido às dimensões reduzidas da haste de montagem do rebolo. Devido ao processo de fabricação do metal-duro (por sinterização), é razoável admitir que, para efeitos práticos, o material pode ser considerado uniforme e anisotrópico ao longo de toda a viga. Assim, o módulo de elasticidade seria independente da posição considerada.

O momento de inércia da seção transversal em relação ao eixo Z é definido pela equação 4.4:

$$I_{zz}(x) = \frac{\pi}{4} \cdot [R_e(x)^4 - R_i(x)^4]. \quad (4.4)$$

O momento de inércia depende da posição  $x$  considerada. Assim,  $I_{zz}$  é constante nos segmentos 1, 2, 4, e 5 e variável no segmento 3. Os valores calculados para cada segmento são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Momentos de inércia para cada segmento da viga utilizada como modelo

Segmento	Posição $x$ (mm)	Raio externo (mm)	Raio interno (mm)	$I_{zz}$ (m <sup>4</sup> )
1	0 a 2,5	5,19	0,4	$5,70 \times 10^{-10}$
2	2,5 a 4,0	4,45	0,4	$3,19 \times 10^{-10}$
3	4,0 a 7,0	$1,44 + (7-x) \cdot \tan 20^\circ$	0,4	(variável)
4	7,0 a 38,5	1,44	0,4	$3,40 \times 10^{-12}$
5	38,5 a 48,7	1	0,4	$7,65 \times 10^{-13}$

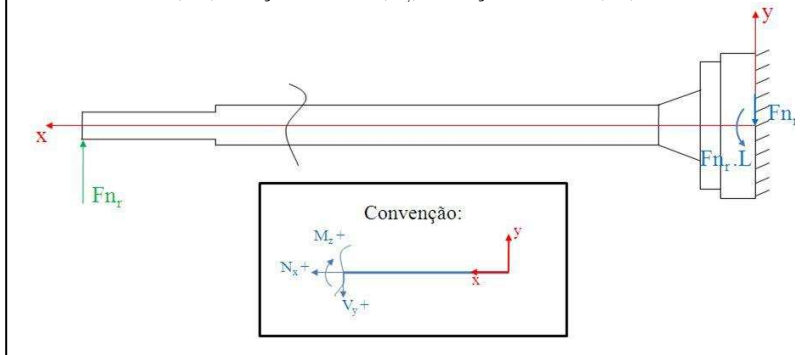
A inclinação da linha elástica referente a cada segmento  $i$  pode ser expressa segundo a equação 4.5. As constantes de integração  $\theta_{i-1}$  são obtidas pelas condições de contorno. Para uma viga engastada, a inclinação da linha elástica no engaste ( $x = 0$ ) é nula. Dessa forma,  $\theta_0 = 0$ . Além disto, devido à continuidade da viga, a inclinação no início de cada segmento ( $\theta_i$ ) é equivalente à inclinação no final do respectivo segmento anterior ( $\theta_{i-1}$ ).

$$\theta_i(x) = \frac{dy}{dx} = \frac{1}{E} \cdot \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{M_z(x)}{I_{zzi}(x)} dx + \theta_{i-1} \quad (4.5)$$

A Figura 4.3 mostra o diagrama de corpo livre utilizado para avaliar a equação do momento para o caso da flexão lateral. Respeitando-se a convenção de sinais para forças e momentos reativos, a equação do momento fletor pode ser expressa segundo a equação 4.6:

$$M_z(x) = F_{nr} \cdot (L - x). \quad (4.6)$$

Figura 4.3 – Diagrama de corpo livre e convenção de sentidos para momento reativo ( $M_z$ ), força cortante ( $V_y$ ) e reação normal ( $N_x$ ).



Substituindo-se a equação 4.6 na 4.5 e explicitando  $F_{nr}$ :

$$\theta_i(F_{nr}, x) = F_{nr} \cdot \left\{ \frac{1}{E} \cdot \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{L - x}{I_{zz_i}(x)} dx \right\} + \theta_{i-1}. \quad (4.7)$$

A equação 4.7 confirma que a inclinação da linha elástica é dependente da posição considerada e da componente radial da força normal aplicada na extremidade da viga. Percebe-se que a inclinação da linha elástica de cada segmento  $\Delta\theta_i$  é uma função linear da componente radial:

$$\Delta\theta_i = \theta_i - \theta_{i-1} = F_{nr} \cdot \left\{ \frac{1}{E} \cdot \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{L - x}{I_{zz_i}(x)} dx \right\}. \quad (4.8)$$

As soluções da equação 4.8 para cada segmento de momento de inércia constante podem ser obtidas manualmente. A equação correspondente ao segmento 3 foi resolvida por integração numérica com o auxílio do software Matlab<sup>®</sup>. A representação matricial das soluções (em unidades do SI) é:

$$\begin{bmatrix} \Delta\theta_1 \\ \Delta\theta_2 \\ \Delta\theta_3 \\ \Delta\theta_4 \\ \Delta\theta_5 \end{bmatrix} = F_{nr} \cdot \begin{bmatrix} 3,47 \times 10^{-7} \text{ rad/N} \\ 3,56 \times 10^{-7} \text{ rad/N} \\ 2,25 \times 10^{-5} \text{ rad/N} \\ 4,00 \times 10^{-4} \text{ rad/N} \\ 1,13 \times 10^{-4} \text{ rad/N} \end{bmatrix}. \quad (4.9)$$

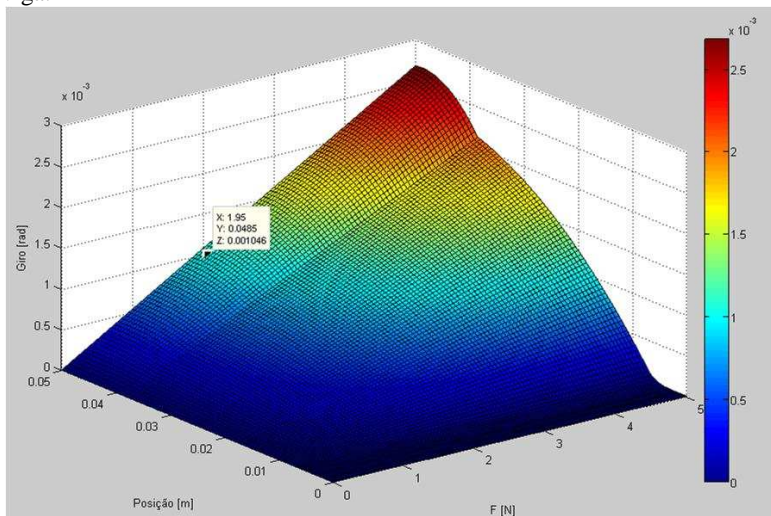
A soma das contribuições individuais  $\Delta\theta_i$  dos segmentos representa a inclinação total da linha elástica:

$$\sum_{i=1}^5 \Delta\theta_i = \theta_5. \quad (4.10)$$

A análise da matriz que multiplica a constante  $F_{nr}$  na equação 4.9 mostra que a inclinação da linha elástica é influenciada majoritariamente pelos segmentos 4 e 5. O segmento 3 tem importância secundária, enquanto 1 e 2 são desprezíveis. Isto decorre da maior esbelteza dos segmentos 4 e 5 (maior razão comprimento-diâmetro).

A Figura 4.4 apresenta o gráfico da equação 4.7 gerado no software Matlab<sup>®</sup>. O ponto marcado indica o valor aproximado da máxima

Figura 4.4 – Inclinação da linha elástica em função da força e da posição na viga.



componente radial que resulta em uma inclinação correspondente à tolerância do assento (considerando-se apenas a flexão radial). As inflexões na superfície ocorrem nas transições entre segmentos, devido à variação abrupta das seções transversais.

A partir da análise da Figura 4.4, conclui-se que qualquer componente radial maior que 1,95 N seja suficiente para que a inclinação da linha elástica na extremidade da viga (48,7 mm) exceda a tolerância do ângulo do assento, de 0,06° (aproximadamente  $1,047 \times 10^{-3}$  rad), se forem considerados apenas os efeitos da flexão lateral. O valor aproximado da força máxima é obtido pela solução da equação 4.7 para  $x=L$ :

$$\theta_5(x = L, F_{nr}) = \frac{F_{nr}}{E} \cdot \int_{x_4}^{x_5} \frac{L - x}{I_{zz5}(x)} dx + \theta_4 = 0,06^\circ$$

$$\therefore F_{nr, \text{máx}} \cong 1,95 \text{ N.} \quad (4.11)$$

Alguns autores sugerem que, na retificação interna, o sistema mecânico composto por rebolo, haste de montagem e eixo-árvore pode ser representado por uma mola, cuja rigidez é independente da força aplicada (PIEGERT, 1965 e SALJÉ, 1977 *apud* DIETRICH, 1984). Saljé (1977) *apud* Dietrich (1984) verificou experimentalmente que o erro de forma do furo aumenta de maneira aproximadamente linear com as forças de retificação. Presume-se, assim, que o erro de forma está associado diretamente à inclinação da linha elástica, o que é atestado pela relação linear entre  $F_{nr}$  e  $\theta$  explicitada na equação 4.11 e na Figura 4.4. A integração da equação 4.7 com  $i$  variando entre 1 e 5 resulta na equação da linha elástica da viga:

$$y_i(x) = \frac{F_{nr}}{E} \cdot \int_{x_{i-1}}^{x_i} \left\{ \left[ \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{L - x}{I_{zzi}(x)} dx \right] + \theta_{i-1} \right\} dx + D_i. \quad (4.12)$$

A equação 4.12 é resolvida considerando-se as condições de contorno do caso. Para a viga engastada em uma extremidade, o deslocamento da linha elástica neste ponto é nulo, ou seja,  $y(x = 0) = 0$ . Além disto, devido à continuidade da viga, o deslocamento da linha elástica no início de cada segmento ( $y_i$ ) é equivalente ao deslocamento no final do respectivo segmento anterior ( $y_{i-1}$ ), o que define a constante de integração  $D$ . De maneira análoga à explicitada na equação 4.8, o deslocamento da linha elástica em cada segmento  $\Delta y_i$  é dado por:

$$\Delta y_i = y_i - y_{i-1} = F_{nr} \cdot \left\{ \frac{1}{E} \cdot \int_{x_{i-1}}^{x_i} \left[ \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{L-x}{I_{zz_i}(x)} dx \right] dx + \frac{\theta_{i-1}}{E} \cdot (x_i - x_{i-1}) \right\}. \quad (4.13)$$

Uma vez que as integrais na equação 4.13 são definidas, o termo entre chaves assume um valor constante para cada segmento  $i$ . Isto implica que a relação entre o deslocamento da linha elástica de cada segmento e a componente normal de força é linear. Como a deformação experimentada pelo sistema mecânico é elástica e o material é anisotrópico, incorre que o sistema obedece à Lei de Hooke (POPOV, 1978). O termo entre chaves na equação 4.13 representa o inverso da rigidez do segmento  $i$ :

$$\Delta y_i = F_{nr} \cdot \frac{1}{k_i}. \quad (4.14)$$

A rigidez equivalente  $k_{eq}$  de uma viga com seções transversais distintas pode ser interpretada como uma associação em série de molas de rigidez  $k_i$ :

$$\frac{1}{k_{eq}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^5 k_i}. \quad (4.15)$$

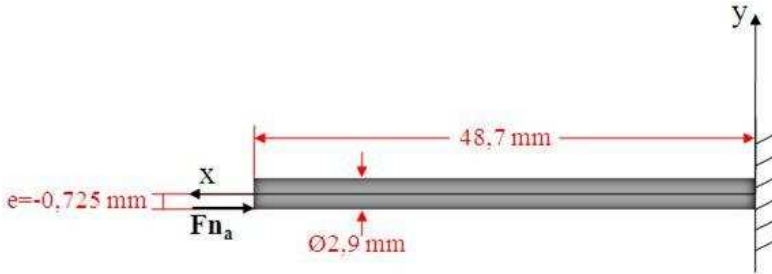
A resolução das equações 4.13 a 4.15, para cada valor de  $i$  fornece a rigidez equivalente da viga em sua extremidade  $L$ : 53 kN/m, ou 0,053 N/ $\mu$ m.

### 4.2.2 Flexão axial

Colunas submetidas a carregamentos axiais não-centrados sempre sofrem deflexão, por menor que seja a força aplicada ou a excentricidade do carregamento (BEER; JOHNSTON, 1996). Neste caso, a equação da linha elástica também pode ser obtida da equação 4.2. A Figura 4.5 mostra o modelo de viga utilizado para estimar a flexão axial. Optou-se por um modelo de seção única com diâmetro idêntico ao do segmento 4 e comprimento 48,7 mm (o mesmo comprimento usado para a flexão radial) para simplificar os cálculos. A excentricidade corresponde ao raio

médio do assento do bico injetor, 0,725 mm. Seu valor é negativo devido à posição da aplicação da força normal em relação ao eixo y.

Figura 4.5 – Modelo de viga em balanço utilizado para estimar a flexão axial



A convenção de sinais para o diagrama de corpo livre é a mesma da utilizada no modelo de flexão radial. O momento em relação ao eixo Z é dado pela equação 4.16:

$$M_z(x) = -F_{n_a} \cdot e - F_{n_a} \cdot y(x). \quad (4.16)$$

Combinando-se as equações 4.2 e 4.16, tem-se:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{F_{n_a}}{EI_{zz}} \cdot [e + y(x)]. \quad (4.17)$$

Fazendo

$$p^2 = \frac{F_{n_a}}{EI_{zz}}, \quad (4.18)$$

obtém-se:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = -p^2 e - p^2 y. \quad (4.19)$$



A equação 4.19 é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem, cuja solução geral é:

$$y(x) = A \cdot \sin(px) + B \cdot \cos(px) - e. \quad (4.20)$$

Da aplicação das condições de contorno, obtém-se uma solução particular da equação 4.20. Como a viga é engastada, o deslocamento da linha elástica no engaste é nulo, ou seja,  $y(x = 0) = 0$ . Assim, tem-se o valor da constante B:

$$B = e = -0,725 \text{ mm}. \quad (4.21)$$

A inclinação da linha elástica no engaste também é nula, o que fornece, após derivar a equação 4.20, o valor de A:

$$\frac{dy}{dx}(x = 0) = 0 = pA. \quad (4.22)$$

Como p não pode assumir um valor nulo, conclui-se que  $A=0$ . A equação da linha elástica então fica:

$$y(x) = e[\cos(px) - 1]. \quad (4.23)$$

A contribuição da componente axial da força normal para a alteração do ângulo do assento é dada pela derivada da equação da linha elástica aplicada à extremidade da viga:

$$\frac{dy}{dx}(x = L) = -pe \cdot \sin(pL). \quad (4.24)$$

Aplicando-se os valores do problema à equação 4.24, chega-se a uma equação transcendental a ser resolvida para o valor da componente axial máxima  $F_{na}$  (considerando-se apenas o caso de flexão axial):

$$0,06^\circ = 1,047 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$= -\sqrt{\frac{F_{na \text{ máx}}}{EI_{zz}}} \cdot e \cdot \sin\left(\sqrt{\frac{F_{na \text{ máx}}}{EI_{zz}}} \cdot L\right). \quad (4.25)$$

A solução aponta para um valor aproximado de 61,30 N como necessário para que, devido apenas à flexão axial, a inclinação da linha elástica na ponta da viga atinja a tolerância do ângulo do assento.

### 4.2.3 Abordagem conjunta das flexões radial e axial

A máxima força normal que pode ser aplicada sobre o rebolo para que a inclinação da sua linha elástica ainda permaneça dentro da tolerância especificada pode ser avaliada a partir da análise conjunta dos casos de flexão axial e radial. Deve-se levar em conta que a relação entre elas (conforme indicado pela Figura 4.1) é dada por:

$$\frac{F_{na}}{F_{nr}} = \tan(30^\circ). \quad (4.26)$$

A componente axial pode ser colocada em função da radial, segundo relação dada pela equação 4.26, tal que a componente radial máxima é dada resolvendo-se a equação 4.27:

$$1,047 \cdot 10^{-3} \text{ rad} = \Delta\theta_5 \cdot F_{nr} - \left\{ \sqrt{\frac{F_{nr}}{\cos(30^\circ) \cdot EI_{zz}}} \cdot e \cdot \sin\left[ L \cdot \sqrt{\frac{F_{nr}}{\cos(30^\circ) \cdot EI_{zz}}} \right] \right\}. \quad (4.27)$$

Neste caso,  $F_{nr \text{ máx}} = 1,92 \text{ N}$ . Isto corresponde, segundo a relação trigonométrica dada pela equação 4.26, a  $F_{na \text{ máx}} = 1,11 \text{ N}$  e a  $F_n \text{ máx} = 2,21 \text{ N}$ . A Tabela 4.2 apresenta os valores máximos aproximados das componentes de força normal conforme o tipo de análise. Percebe-se que a diferença entre o modelo que considera apenas a flexão radial e o que considera ambas as flexões é de apenas 1,8%, ou seja, a contribuição axial para o erro de forma é mínima. Conclui-se, assim, que a simplificação do modelo de flexão axial não resulta em um erro significativo.

Tabela 4.2 – Valores máximos das componentes de força normal segundo o tipo de análise

<b>Modelo considerado</b>	<b>Valor máximo da componente <math>F_n</math></b>
Somente flexão radial	$F_{n_r \text{ máx}} \cong 1,95 \text{ N}$
Somente flexão axial	$F_{n_a \text{ máx}} \cong 61,30 \text{ N}$
Flexão radial e axial	$F_{n_r \text{ máx}} \cong 1,92 \text{ N}$

Por fim, cabe uma observação a respeito do comportamento das componentes de força em relação ao tempo. O modelo considera a força normal como força estática, o que na prática não ocorre. Na verdade, a força varia lentamente em função dos parâmetros do processo (como por exemplo, na alteração da velocidade de avanço quando da transição do desbaste para o acabamento). A resposta dinâmica da viga devido à oscilação de 1,8 Hz (e à consequente variação de  $F_n$ ) imposta à ferramenta foi desconsiderada.



## 5 RESULTADOS

### 5.1 INTERPRETAÇÃO DOS SINAIS DE FORÇA

Devido aos movimentos de oscilação e de avanço em vazio dos eixos da máquina, nem todas as informações contidas no sinal de força correspondem efetivamente à componente  $F_{nr}$  atuante sobre a ponta do rebolo. Assim, a interpretação dos sinais de força requer o conhecimento detalhado da trajetória percorrida pelo rebolo, da geometria e das dimensões da peça.

A Figura 5.1 representa esquematicamente o movimento relativo entre rebolo e peça para um processo realizado com oscilação ligada. Para facilitar a visualização, o número de oscilações foi reduzido e sua amplitude, aumentada. Este processo foi descrito em detalhes na seção 3.1.4. A sobremedida depende da tolerância da profundidade do assento. O processo é concebido tal que, independentemente da sobremedida, o contato entre o assento e a ponta do rebolo ocorra com os parâmetros de desbaste. Com isto, parte do desbaste é executada em vazio (“*Luftschleifen*”). Para a variante executada com oscilação desligada, o rebolo percorre uma trajetória retilínea entre B1 e B67, ou seja, não há movimentação do eixo X da máquina. Para um observador voltado para o sentido positivo do eixo Z, o assento é retificado em seu lado direito (ver detalhe da Figura 4.1). Assim, segundo o sistema de coordenadas do transdutor (Figura 3.8), a  $F_{nr}$  decorrente da atuação do assento na ponta do rebolo é sempre positiva.

A Figura 5.2 apresenta uma comparação entre o sinal esperado de  $F_{nr}$  (linha azul) e o obtido de um ensaio do grupo 2 (processo realizado com oscilação desligada). O sinal de força é representado pela linha laranja e o de troca da velocidade de avanço, pela linha verde. Em algumas figuras deste capítulo parte do sinal de troca de velocidade de avanço foi removida. Assim, foi possível destacar os sinais de  $F_{nr}$  sem utilizar figuras excessivamente grandes. Os intervalos correspondentes a cada etapa do processo foram indicados, assim como a escala de tempo (neste caso, de dois segundos). Idealmente o sinal de força apresentaria um nível próximo a 0 N desde a ativação do amplificador de carga até o início da retificação do assento. Entretanto, os sinais reais indicam a ocorrência de perturbações nos dois primeiros segundos do sinal.

Figura 5.1 – Trajetória de um ponto de referência sobre o reboło ilustrando o movimento relativo entre ferramenta e peça durante a retificação com oscilação

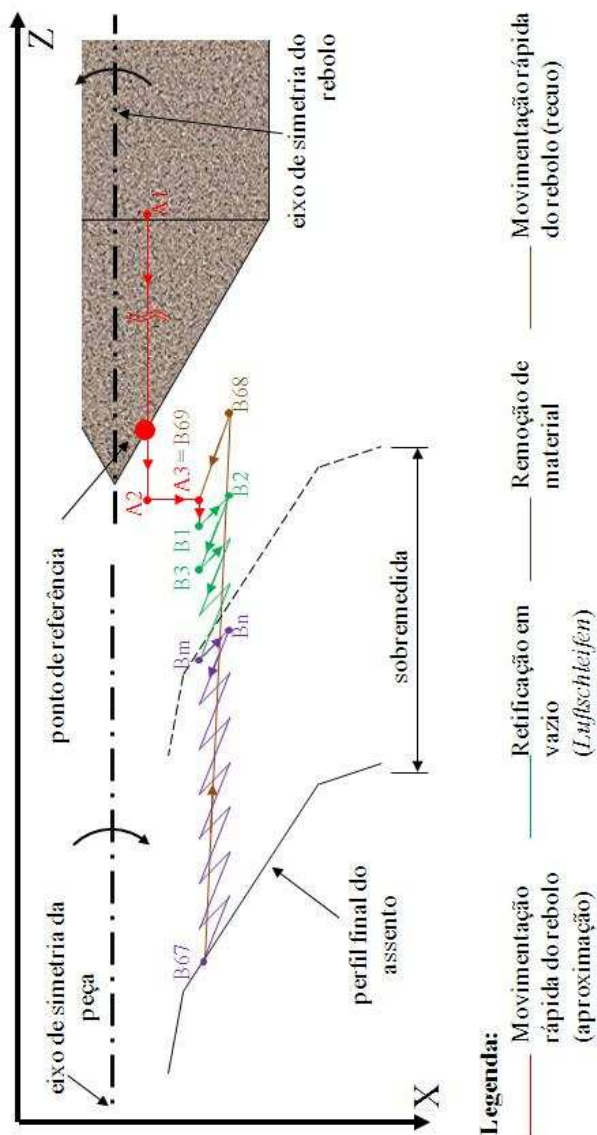
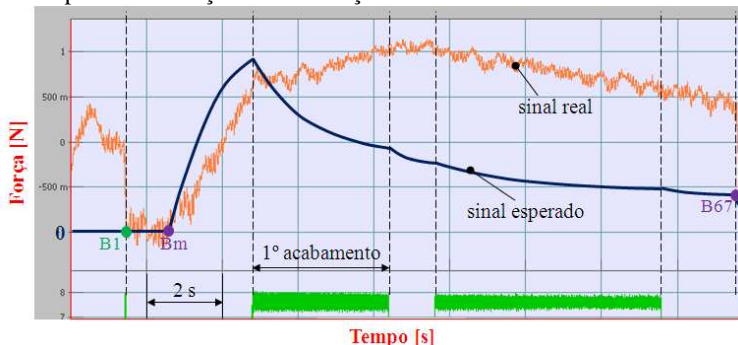


Figura 5.2 – Comparação entre o comportamento esperado de  $F_{nr}$  e o sinal obtido para a retificação sem oscilação

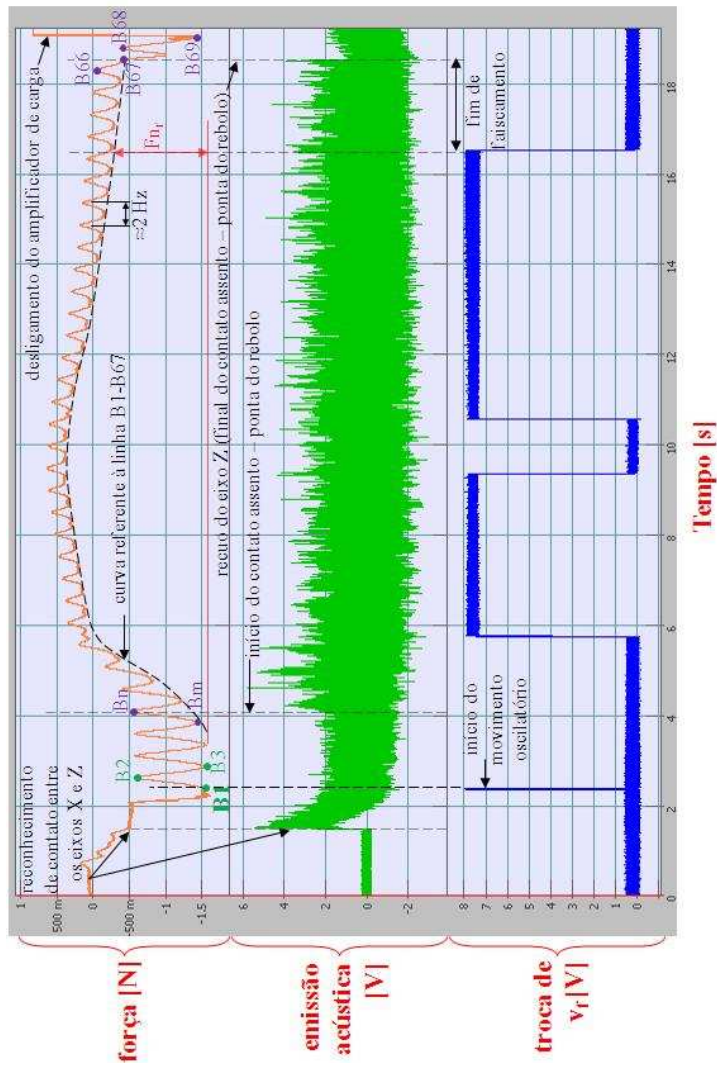


Da análise da Figura 5.2 verifica-se que o valor máximo de  $F_{nr}$  ocorre apenas ao final do segundo acabamento, não ao término do desbaste, onde a velocidade de avanço é máxima. Uma possível explicação para este resultado pode estar relacionada ao aumento do comprimento de contato entre rebolo e peça (Figura 3.4) decorrente da geometria do assento do cilindro do bico injetor. Enquanto a redução da velocidade de avanço diminui a taxa de remoção volumétrica, o aumento do comprimento de contato tem efeito oposto sobre o comportamento de  $F_{nr}$ .

Um sinal obtido de um ensaio do grupo 1 – oscilação ligada – (Figura 5.3Figura 5.1), apresenta um comportamento semelhante ao da Figura 5.2, exceto pela presença de uma variação senoidal de aproximadamente 2 Hz advinda do movimento oscilatório programado no comando numérico da máquina. Esta variação não se deve à força de inércia decorrente da oscilação do carro porta-ferramenta, já que este se movimenta na direção Z, enquanto  $F_{nr}$  é medida na direção X. Também não decorre do contato entre o rebolo e o assento do cilindro do bico injetor, uma vez que inicia durante a retificação em vazio. Da análise dos sinais de  $F_{nr}$  e de emissão acústica (proveniente do sistema de monitoramento da retificação do furo-guia da peça) verifica-se:

- a ocorrência de um contato entre os carros porta-ferramenta e porta-peça antes do início do movimento oscilatório (instante de tempo anterior a 2 segundos do início da medição), principalmente através do sistema de emissão acústica;
- o início do contato entre rebolo e assento, após 4 segundos do início da medição;

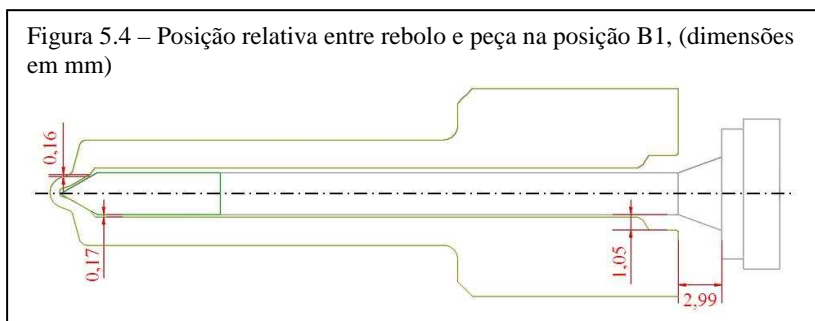
Figura 5.3 – Sinais de  $F_m(t)$  e emissão acústica obtidos para o processo realizado com oscilação ligada





- o término da etapa de final de faiscamento, no ponto marcado como B67;
- um último período de oscilação após o recuo do rebolo, entre os pontos B67 e B69, com aproximadamente a mesma amplitude dos períodos observados para a retificação em vazio; e
- que a amplitude da oscilação no sinal de  $F_{nr}$  é tanto menor quanto maior o valor de  $F_{nr}$ .

Com isto, conclui-se que o sinal de força mostrado na Figura 5.3 apresenta não apenas o comportamento da componente  $F_{nr}$  proveniente da retificação do assento, mas também informações sobre a componente X de uma força resultante do contato prévio entre os carros porta-ferramenta e porta-peça. Desta maneira, para que se possa utilizar o procedimento descrito na Figura 3.23 para estimar  $F_{nr}$  em peças retificadas com oscilação ligada é necessário separar as informações relativas à retificação do assento das decorrentes desta perturbação.



As informações disponíveis sobre o processo e os testes realizados neste trabalho não permitiram afirmar em que ponto ocorre este contato inesperado entre rebolo e peça. Uma possibilidade seria entre a lateral do rebolo e o furo da haste (*Schaftbohrung*), durante a aproximação do eixo Z (entre os pontos A1 e A2 da Figura 5.1). Outras suposições são indicadas na Figura 5.4, onde o rebolo está representado na posição B1 de sua trajetória e tanto a peça quanto o sistema haste de montagem-rebolo foram desenhados em escala, em suas dimensões nominais.

Dados da empresa mostram que a alteração de microestrutura causada pelo tratamento térmico na peça ocasiona, em média, uma redução de 40  $\mu\text{m}$  no diâmetro no furo da haste. O espaço entre rebolo/haste de montagem e peça pode ainda ser reduzido por outros fatores, como tolerância do diâmetro de perfilamento do rebolo, batimento axial e er-

ros de circularidade da peça e do rebolo, erro de centragem do eixo-ferramenta no plano XZ da máquina, dentre outros. As oscilações no sinal de força durante o corte em vazio e durante o recuo do rebolo – entre os pontos B67 e B69 – condizem com um eventual contato entre a lateral do rebolo e a lateral do furo da haste de montagem: o movimento oscilatório do eixo-peça na direção X ocasionaria uma deformação elástica periódica na haste de montagem, com uma correspondente variação em  $F_{nr}$ . Com a movimentação do eixo-peça no sentido X-, a peça imporá à ferramenta uma força na direção positiva de  $F_{nr}$  (do ponto B1 para o B2). Com a movimentação no sentido X+, a força imposta sobre o rebolo diminuiria (do ponto B2 para o B3).

Após a identificação do ponto B1, pode-se inferir o provável comportamento de  $F_{nr}$  na ausência da perturbação proveniente do movimento oscilatório: a linha tracejada apresentada na Figura 5.3. Ela é semelhante ao sinal fornecido para uma peça retificada sem o movimento oscilatório (Figura 5.2). Assim, para as peças fabricadas com oscilação ligada, o valor de  $F_{nr}$  foi obtido comparando-se o nível de força da retificação em vazio com o do instante de início da etapa de fim de faiscamento, ambos sobre a linha tracejada que interliga os pontos B1, Bm e B67.

Todos os 17 sinais de força dos ensaios do grupo 1 apresentam um comportamento semelhante e permitem identificar facilmente o valor de  $F_{nr}$  entre o desbaste e o início do fim de faiscamento. Neste trabalho, o sistema de monitoramento por emissão acústica tinha como único objetivo auxiliar na interpretação dos sinais de força e por isto sua utilização ficou restrita aos ensaios do grupo 1. Na maior parte dos ensaios realizados nos dias 2 e 3, no entanto, constataram-se comportamentos distintos em relação aos do grupo 1. A Figura 5.5 apresenta os casos típicos de sinais de  $F_{nr}$  obtidos nos ensaios dos grupos 2 e 3, bem como uma comparação com um ensaio do grupo 1. Os três sinais do grupo 3A foram obtidos de três peças retificadas em sequência, dentro de um mesmo ciclo de dressamento, sem alteração na configuração do sistema de medição, sendo provavelmente independentes do condicionamento do rebolo ou do seu desgaste. Para as peças 38 e 39 a identificação do valor de  $F_{nr}$  no sinal é mais difícil do que para a 37. Ambos os sinais apresentam uma componente oscilatória principal de frequência aproximada de 2 Hz durante a retificação em vazio e de 1 Hz durante a retificação do assento. Além disto, apresentam um pico no sinal de  $F_{nr}$  (positivo para a peça 38 e negativo para a peça 39) que se inicia aproximadamente 1,6 segundo antes do início da oscilação. A Figura 5.5-c apresenta um sinal de fácil interpretação, semelhante aos obtidos

no grupo 1 (Figura 5.5-d). Para estes sinais, a única componente oscilatória perceptível é a referente à oscilação do eixo-peça (com frequência aproximada de 2 Hz). O pico no sinal de força no início da aquisição também é menos intenso. Verificou-se que comportamentos idênticos aos das peças 38 e 39 ocorreram para dois terços das peças retificadas nos ensaios dos grupos 3A e 3B. Possivelmente a alternância entre estes diferentes comportamentos decorre da influência das tolerâncias da peça, do rebolo e dos ajustes na máquina sobre o contato entre os carros porta-peça e porta-ferramenta. Sinais como o da peça 37 e os dos ensaios do grupo 1 são de mais fácil interpretação e apresentam níveis de força aproximadamente 50% maiores que os das peças 38 e 39 (comparação entre início do desbaste e início do fim de faiscamento, sobre a linha tracejada que interliga os pontos B1, Bm e B67).

Figura 5.5 – Comportamentos verificados para os sinais de  $F_{nr}$ : sinais de difícil interpretação (a) e (b), sinais de fácil interpretação (c) e (d)

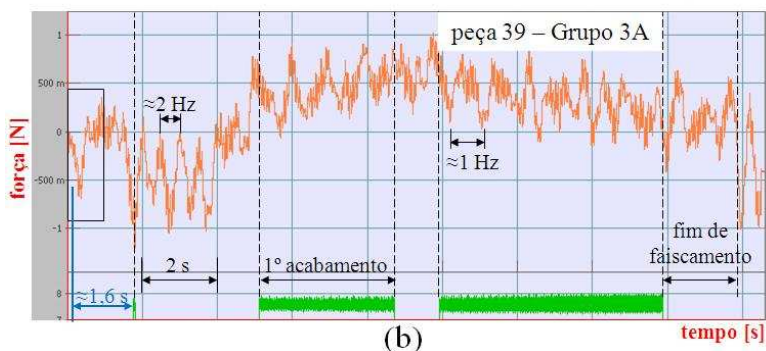
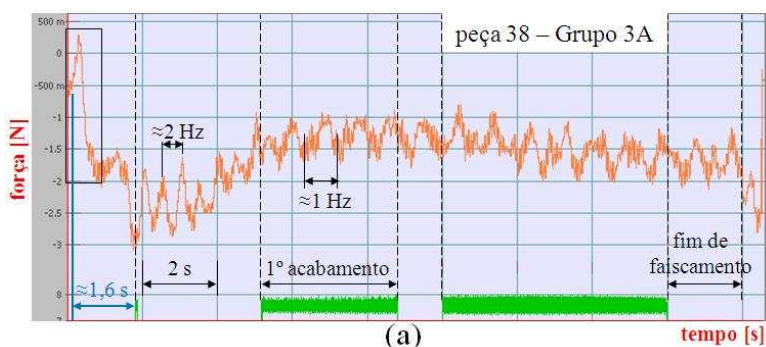
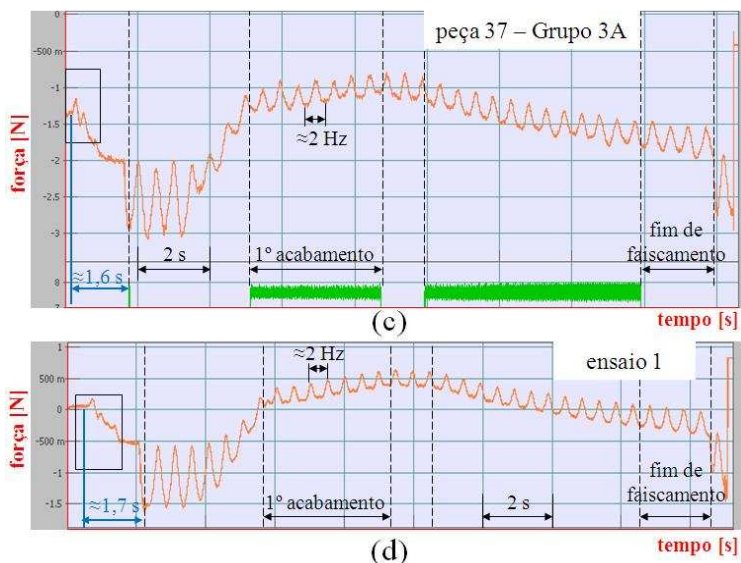


Figura 5.5 (continuação)



Os sinais mostrados na Figura 5.6 foram obtidos de ensaios subsequentes, realizados sob as mesmas condições das do grupo 3A, exceto por um recuo de 0,5 mm na posição zero-peça no eixo Z. Desta maneira o processo é garantidamente conduzido sem que haja contato entre a ponta do rebolo e o assento do cilindro do bico injetor, isolando as perturbações no sinal de força. Percebem-se picos semelhantes aos das peças 38 e 39 no início da medição, embora ocorram com atraso em relação àqueles (devido ao recuo da posição zero-peça). O sinal mostrado na Figura 5.6-c foi obtido para uma velocidade de avanço de 300%, como em alguns ensaios do grupo 3B. É evidente a presença de uma componente harmônica de baixa frequência nestes sinais, a qual não decorre da remoção de material do assento.

Os sinais de  $F_{na}$  e  $F_t$  apresentados na Figura 5.7 foram obtidos durante a condução dos ensaios do grupo 3A (oscilação ligada e  $v_f = 100\%$ ). O pico de aproximadamente 6 N no sinal de  $F_{na}$  deve-se provavelmente a uma das duas causas: variação da quantidade de movimento decorrente da interrupção do avanço rápido no eixo Z da máquina (ponto A2 da Figura 5.1-a) ou ao contato entre a peça e o sistema rebolo-haste de montagem, cuja influência sobre a componente  $F_{nr}$  foi mostrada

na Figura 5.5-a,b. Nos dois sinais percebe-se a influência de uma componente de baixa frequência – da ordem de 0,6 Hz – de origem desconhecida. No caso de  $F_t$  ela sobrepõe-se à componente relativa à oscilação do rebolo.

Figura 5.6 – Sinais de  $F_{nr}$  do processo executado com recuo de 0,5 mm no zero-peça e  $v_f=100\%$  (a), (b) e  $v_f=300\%$  (c)

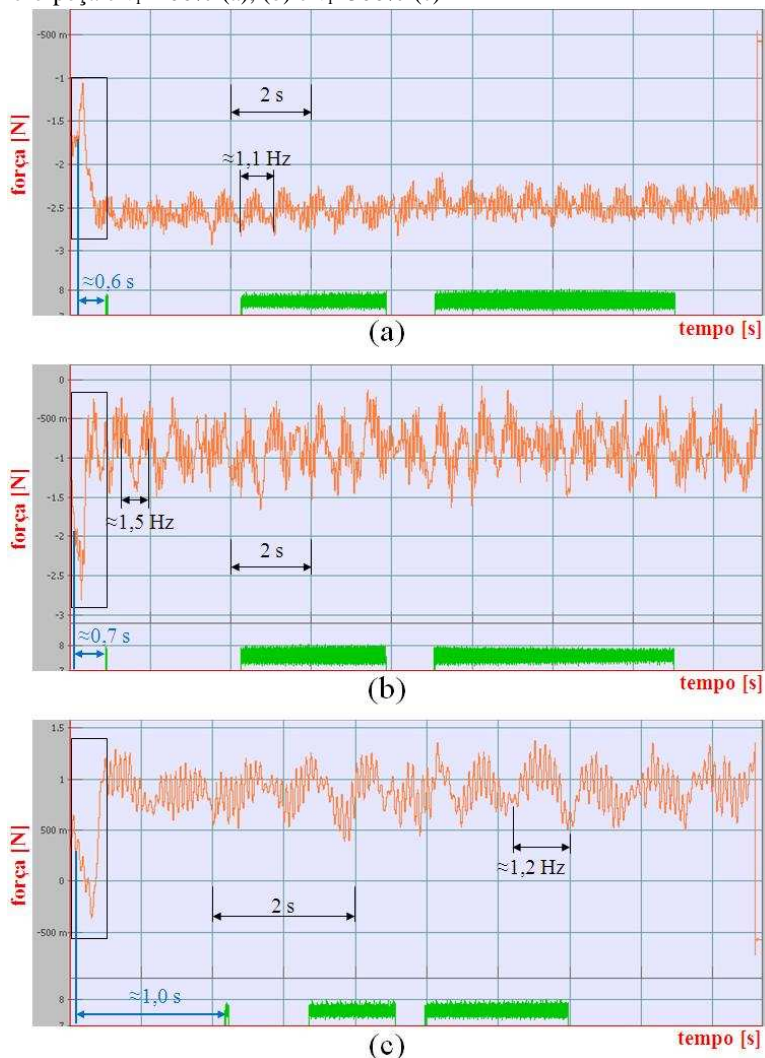
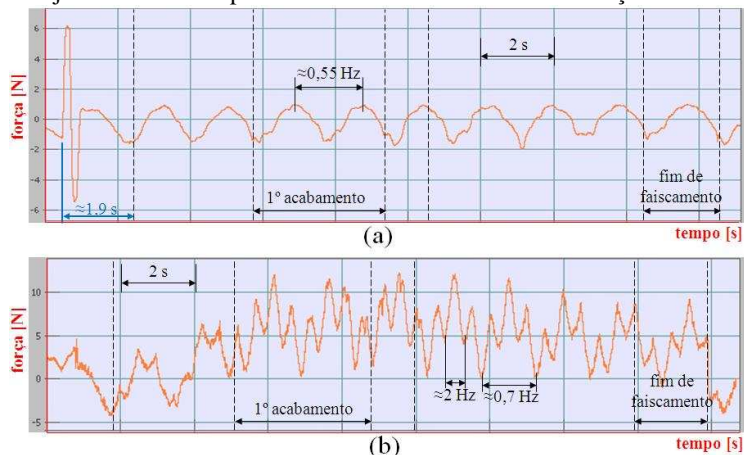


Figura 5.7 – Sinais de  $F_{na}$  (a) e  $F_t$  (b) para ensaios do grupo 3A. As linhas tracejadas indicam os pontos de troca de velocidade de avanço.



## 5.2 LIMITAÇÕES DO SISTEMA DE MEDIÇÃO

Devido à magnitude das forças envolvidas e às perturbações impostas pelo movimento oscilatório dos eixos da máquina, o sucesso no monitoramento da retificação do assento do cilindro do bico injetor requer um conhecimento profundo do processo e de sistemas de medição com transdutores piezelétricos. A qualificação técnica insuficiente dos funcionários envolvidos na aquisição do sistema de medição de forças refletiu-se na escolha e instalação inadequadas dos transdutores.

A instalação dos transdutores sob o suporte do eixo-árvore da ferramenta resultou em um sistema mecânico com baixa frequência natural, próxima à frequência de rotação da ferramenta. Com isto, os transdutores operaram em ressonância, obrigando a filtragem dos sinais e impossibilitando uma análise dinâmica de alta frequência. A hipótese de linearidade do sistema mecânico transdutores/eixo-árvore deve ser confirmada para validar as medições de força. Assume-se um eventual erro de atenuação devido à filtragem do sinal, uma vez que a investigação da frequência de corte ideal não foi realizada.

Devido à baixa sensibilidade dos transdutores e à pequena magnitude das forças do processo, não foi possível a escolha de uma faixa de medição adequada no amplificador de carga. Os sinais de força, que variam em aproximadamente 4 N, utilizam apenas uma pequena parte da

faixa de medição ( $\pm 20$  N), resultando em uma maior suscetibilidade a ruídos no sinal de saída. Apenas o ruído eletrônico inerente ao amplificador de carga, de  $60 \text{ mV}_{\text{p-p}}$  (para este caso, onde a carga elétrica é inferior a  $10 \text{ pC}$ , conforme Tabela 3.2), corresponde a  $0,12 \text{ N}$ . A incerteza de medição, neste caso, seria reduzida com a utilização de transdutores piezelétricos de maior sensibilidade. Existem modelos comerciais com sensibilidade superior a  $30 \text{ pC/N}$ .

O procedimento de calibração dos transdutores apresentou uma variabilidade considerável (21% do dia 1 para o dia 3). Embora a deriva temporal não prejudique as medições de força, uma vez que estas são dinâmicas, sua influência sobre o procedimento de calibração é notório: um coeficiente linear de  $0,5 \text{ N}$  na curva de calibração. Uma vez que a deriva temporal apresenta valores absolutos, independentes da faixa de medição, a utilização de transdutores de maior sensibilidade proporcionaria curvas de calibração mais exatas.

O analisador de sinais OROS36 é apropriado para medições de alta frequência e análise dinâmica em aplicações de acústica e vibrações. Sinais de baixa frequência, como o sinal teórico de  $F_{\text{nr}}$  poderiam ser processados por um analisador mais simples. Como o programa NVGate<sup>®</sup> não possui uma interface programável, o projeto de uma malha de controle para a velocidade de avanço na máquina teria que ser feita em outro programa.

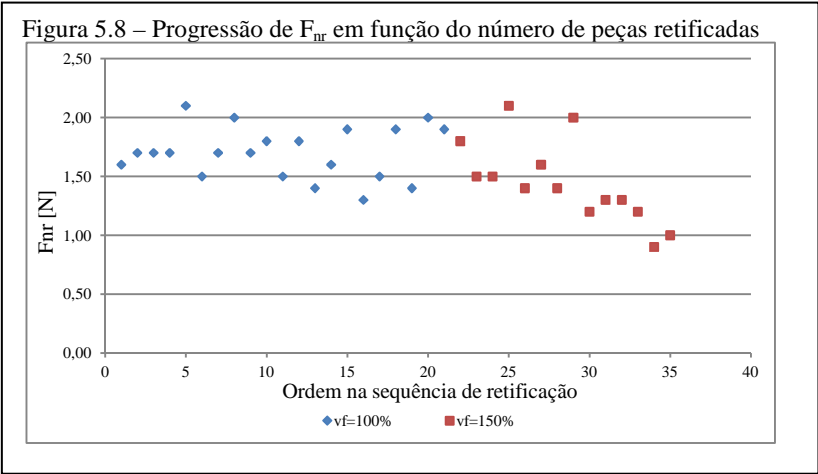
## 5.3 RESULTADOS DAS MEDIÇÕES DE FORÇA

### 5.3.1 Ensaios realizados com oscilação desligada

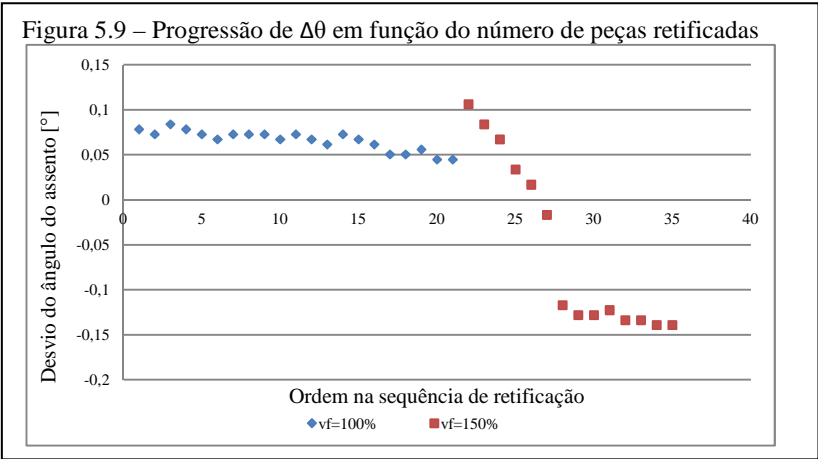
A Figura 5.8 apresenta os valores de  $F_{\text{nr}}$  obtidos das peças do grupo 2, as quais foram ordenadas segundo a sequência em que foram retificadas. Este gráfico é equivalente ao da progressão de  $F_{\text{nr}}$  com o volume usinado específico. Entre os ensaios com velocidade de avanço de 100% e 150% foi realizado um ciclo de dressamento do rebolo, sem correção do ângulo da ponta.  $F_{\text{nr}}$  permanece aproximadamente constante a uma média de  $1,70 \text{ N}$  e desvio-padrão de  $0,22 \text{ N}$  para a velocidade de 100%, enquanto que para 150% sofre uma redução progressiva, até cerca de  $1 \text{ N}$ .

A Figura 5.9 apresenta a progressão do erro no ângulo do assento com o número de peças retificadas. Assim como para  $F_{\text{nr}}$ , o desvio do ângulo permanece aproximadamente constante para a velocidade de avanço utilizada na produção seriada, com média de  $0,066^\circ$ , ou 55% do limite superior de tolerância. Nos testes realizados com velocidade de

avanço de 150% percebe-se uma redução significativa do ângulo do assento nas seis primeiras peças e a estabilização a  $-0,13^\circ$ , 10% abaixo do limite inferior de tolerância. Isto significa que, durante os ensaios, a ferramenta foi progressivamente danificada, o que resultou em uma alteração na geometria do assento, o qual se tornou cada vez mais agudo.



A Figura 5.10 apresenta o sinal de força da primeira peça do grupo 2 retificada com velocidade de avanço de 200%. Percebe-se a quebra da ponta do rebolo durante o terceiro acabamento, a qual foi posteriormente confirmada através do exame da ferramenta em um microscópio óptico. Embora seja nítida a redução no ângulo do assento durante os





testes com  $v_f$  de 150%, os correspondentes sinais de  $F_{nr}$  não apresentaram alterações significativas que evidenciassem a deterioração do rebolo.

Figura 5.10 – Sinal de  $F_{nr}$  da primeira peça retificada com  $v_f=200\%$  e oscilação desligada



Não é perceptível um aumento de  $F_{nr}$  ou de  $\Delta\theta$  com o volume usado específico, como os que seriam esperados devido à perda de afiação dos grãos de CBN, tal como verificado por Jürgehake (1979). Assim, para um número pequeno de peças, como o utilizado entre dois ciclos de dressamento, supõe-se desprezível a influência do desgaste dos grãos de CBN sobre o erro de forma.

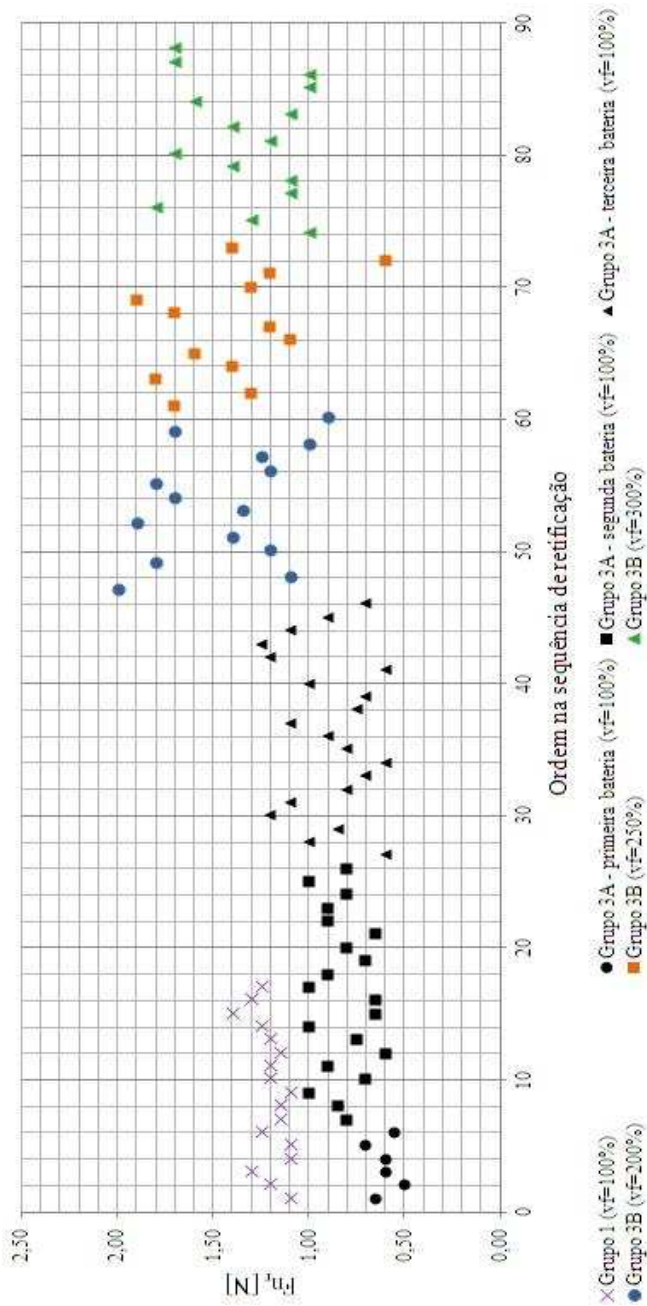
Embora o limite da tolerância do erro de forma não tenha sido superado para a velocidade de avanço de 100%, dificilmente seria viável a implementação do processo com oscilação desligada em virtude da estreita tolerância de rugosidade do assento.

### 5.3.2 Ensaios realizados com oscilação ligada

A Figura 5.11 mostra a progressão da componente radial da força normal para os ensaios realizados com oscilação ligada (grupos 1 e 3). Percebe-se uma diferença significativa entre os valores de  $F_{nr}$  dos grupos 3A e 3B (médias de 0,82 N e 1,40 N, respectivamente), embora o aumento da velocidade de avanço a partir de 200% pareça não ocasionar um aumento adicional na componente radial da força normal, como o que seria esperado devido ao aumento da taxa de remoção volumétrica. Na verdade,  $F_{nr}$  somente é uma função linear da velocidade de avanço se os termos entre colchetes na equação 5.1 forem constantes em relação ao tempo. Como em todos os ensaios foram utilizados os mesmos pontos

de troca de velocidade de avanço em relação ao ponto zero-peça, as constantes de tempo em cada etapa do processo,  $t_i$  e  $T_i$ , não são as mesmas. Assim, se por um lado o aumento da velocidade de avanço tende a aumentar  $F_{nr}$ , o menor tempo de duração de cada etapa incorre na redução do tempo de relaxação do sistema haste de montagem-rebolo, compensando aquele efeito. A estratégia mais adequada, de manter constante o tempo de duração de cada etapa, foi, por motivos de segurança, prontamente refutada pela empresa, uma vez que se considerava a máquina sobrecarregada ao serem utilizadas maiores velocidades de avanço, além de ser necessário alterar parâmetros importantes no processo, tais como a posição do rebolo na etapa de fim de faiscamento e o volume de material removido do assento.

Figura 5.11 – Progressão de  $F_{nr}$  para os testes realizados com oscilação ligada



$$F_{ni}(t, v_f) = v_f \cdot \left[ k \cdot T \cdot e^{-\left(\frac{t-t_i}{T_i}\right)} \right] \quad (5.1)$$

Os ensaios do grupo 1 apresentaram média de  $F_{nr}$  (1,20 N) significativamente superior aos do grupo 3A (0,82 N), embora todos tenham sido realizados com mesma velocidade de avanço – 100%. Isto se deve provavelmente ao fato de, para aqueles ensaios, as perturbações externas ao processo de retificação do assento não prejudicarem a delimitação da linha tracejada que une os pontos B1-B67 e, portanto, a interpretação dos sinais (vide comparação entre os tipos de sinais na Figura 5.5). A influência destas perturbações é ainda mais significativa sobre a dispersão das medições de um ensaio: para o grupo 1, o desvio-padrão é de 0,09 N, enquanto para o grupo 3B, é superior a 0,3 N para qualquer velocidade de avanço. Além da interpretação dos sinais, a instabilidade do processo decorrente da maior solicitação da ferramenta quando da utilização de maiores velocidades de avanço também pode ter contribuído para este aumento na dispersão das medições de  $F_{nr}$ . Por outro lado, deve ser considerada a diferença entre os valores de sensibilidade utilizados para os transdutores: -2,776 pC/N (grupo 1), -2,468 pC/N (grupo 3A) e -2,179 pC/N (grupos 2 e 3B). Embora seja inerente ao processo de calibração e ao sistema de medição, a variação de 27% no ganho do amplificador de carga entre os ensaios do grupo 1 e do grupo 3B pode ter contribuído para o ocorrência de maiores valores de  $F_{nr}$  no grupo 1.

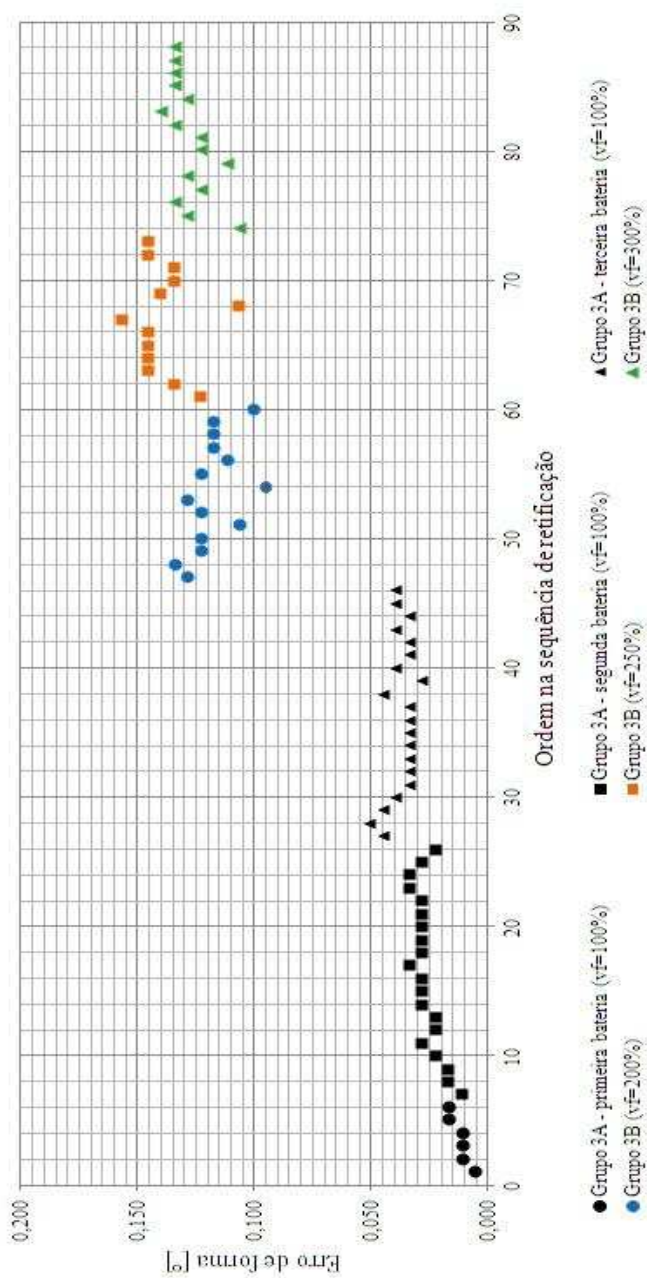
Não é perceptível um aumento de  $F_{nr}$  com o volume usinado entre duas operações de dressamento quaisquer. Isto indica, tal como verificado nos ensaios realizados com oscilação desligada, que a influência da perda de afiação dos grãos abrasivos sobre  $F_{nr}$  não é significativa para um número pequeno de peças retificadas.

A Figura 5.12 apresenta a progressão do desvio no ângulo do assento para os ensaios do grupo 3. Através de sua análise percebe-se que:

- as duas primeiras baterias do grupo 3A apresentam uma leve tendência de aumento do erro de forma com o volume usinado, o que poderia ser causado pela progressão da perda de afiação dos grãos do rebolo; entretanto, após o segundo dressamento, tal tendência desaparece, tanto na terceira bateria do grupo 3A, quanto nas baterias do grupo 3B, o que refuta tal hipótese;

- as médias de erro de forma são significativamente menores para velocidades de avanço de 100% ( $0,029^\circ$ ) do que para as demais ( $0,128^\circ$ );
- a influência do aumento da velocidade de avanço sobre o erro de forma, assim como verificado para  $F_{nr}$ , não é significativa para valores de  $v_f$  maiores que 100%, o que é consistente com a hipótese de que tal influência é compensada pela redução do tempo de relaxação do sistema eixo-árvore/haste de montagem/rebolo;
- a dispersão dos valores de erro de forma é menor para  $v_f$  de 100% (média dos desvios-padrão de  $0,005^\circ$  para o grupo 3A) que para as demais velocidades de avanço (média dos desvios-padrão de  $0,011^\circ$  para o grupo 3B), o que sugere que não apenas a dificuldade na interpretação dos sinais, mas também a instabilidade no processo a maiores velocidades de avanço contribuem para o aumento da dispersão de  $F_{nr}$  e do erro de forma.

Figura 5.12 – Progressão do erro de forma para os testes realizados com oscilação ligada



O método utilizado para a condução de ensaios com parâmetros diferentes entre cada ciclo de dressamento não foi uma escolha adequada para a análise do comportamento do desvio no ângulo do assento. Isto porque a ponta do rebolo apresenta valores de ângulo ligeiramente distintos após cada dressamento, o que influi sistematicamente sobre cada peça retificada naquela bateria. Como não se conhece exatamente o ângulo de dressamento da ponta do rebolo (apenas a tolerância), é impossível distinguir, na comparação entre os erros de forma de cada bateria, o que é decorrente do dressamento e o que provém da variação da velocidade de avanço. O ângulo de dressamento é, provavelmente, a perturbação com maior influência sobre a diferença de  $0,025^\circ$  entre as médias da primeira e terceira baterias do grupo 3A.

#### 5.3.2.1 Ensaios realizados com oscilação ligada e pequena influência de perturbações

Em virtude da imprecisão na interpretação dos sinais de força influenciados pelas perturbações decorrentes do contato indesejado entre os eixos X e Z e do grande número de ocorrências de sinais com estas características no grupo 3, optou-se por fazer uma análise adicional, na qual foram considerados apenas os sinais de força com características similares às do grupo 1.

A classificação dos sinais como fortemente influenciados ou não por perturbações adicionais foi feita de maneira subjetiva, por análise visual, uma vez que a distinção é muito nítida na grande maioria dos casos. Na análise visual foram consideradas duas características: a ocorrência de um pico (positivo ou negativo) no sinal de força antes do início da oscilação e a diferença entre os períodos de oscilação durante a retificação em vazio e a retificação propriamente dita (ver Figura 5.5). Um sinal foi considerado como fracamente influenciado quando da ausência do pico de força e invariabilidade do período de oscilação.

A Tabela 5.1 apresenta uma comparação entre os resultados obtidos para todos os sinais do grupo 3 e para aqueles fracamente influenciados por perturbações. Percebe-se que a exclusão dos sinais fortemente influenciados pelas perturbações incorre em um aumento considerável no valor de  $F_{nr}$  (da ordem de 25%), o que não é verificado para o erro de forma. Tal constatação reforça a hipótese de que o erro de forma depende fundamentalmente da diferença entre níveis médios de  $F_{nr}$  no início do desgaste e no início do fim de faiscamento, e não de desvios no seu perfil exponencialmente crescente ou decrescente ao longo do processo de retificação interna. Há uma redução sensível no desvio-padrão de  $F_{nr}$

(da ordem de 60%), evidenciando o efeito negativo das perturbações na interpretação dos resultados. Por fim, constatou-se uma tendência a aumento do desvio-padrão do erro de forma, por razões desconhecidas.

Tabela 5.1 – Comparação entre médias e desvios-padrão de  $F_{nr}$  e do erro de forma para todas as peças do ensaio e apenas para peças pouco influenciadas por perturbações externas

		Grupo 3A		Grupo 3B		
		Bat. 2	Bat. 3	$v_f = 200\%$	$v_f = 250\%$	$v_f = 300\%$
Número de peças	T <sup>1</sup>	20	20	13	14	15
	B <sup>2</sup>	9	8	6	5	3
$\Delta\theta$ médio [°]	T	0,026	0,037	0,118	0,139	0,128
	B	0,024	0,037	0,118	0,132	0,131
	V <sup>3</sup>	<b>-5,8</b>	<b>-0,4</b>	<b>0,5</b>	<b>-4,7</b>	<b>2,0</b>
$F_{nr}$ médio [N]	T	0,82	0,89	1,45	1,40	1,34
	B	0,93	1,11	1,82	1,74	1,73
	V	<b>13,5</b>	<b>23,9</b>	<b>25,3</b>	<b>24,3</b>	<b>29,4</b>
$\Delta\theta$ desvio-padrão [°]	T	0,006	0,005	0,011	0,013	0,009
	B	0,007	0,006	0,012	0,017	0,006
	V	<b>26,4</b>	<b>7,4</b>	<b>8,0</b>	<b>33,8</b>	<b>-29,7</b>
$F_{nr}$ desvio-padrão [N]	T	0,13	0,22	0,36	0,35	0,30
	B	0,08	0,12	0,12	0,11	0,06
	V	<b>-39,0</b>	<b>-46,6</b>	<b>-67,5</b>	<b>-67,3</b>	<b>-80,4</b>

NOTAS: <sup>1</sup> Todas as peças do ensaio; <sup>2</sup> Apenas peças pouco influenciadas por perturbações; <sup>3</sup> variação percentual entre T e B.

5.3.3 Comparação entre ensaios realizados com oscilação ligada e desligada

A Tabela 5.2 apresenta uma comparação entre ensaios realizados com e sem oscilação no que se refere ao erro de forma e a  $F_{nr}$ . Para o grupo 3, foram utilizados apenas os resultados fracamente influenciados por perturbações externas. Atente-se para o fato de que tais ensaios foram realizados em dias diferentes e, portanto, valendo-se de parâmetros distintos no sistema de medição (vide Tabela 3.3).



Tabela 5.2 – Comparação entre  $F_{nr}$  e erro de forma para todos os ensaios

Grupo	$F_{nr}$		$\Delta\theta$ [°]	
	média	desvio-padrão	média	desvio-padrão
1	1,20	0,08	N.D.	N.D.
2	1,70	0,22	0,066	0,011
3A <sup>1</sup> bateria 2	0,93	0,08	0,024	0,007
bateria 3	1,11	0,12	0,037	0,006
200%	1,82	0,12	0,118	0,012
3B <sup>1</sup> 250%	1,74	0,11	0,132	0,017
300%	1,73	0,06	0,131	0,006

NOTA: <sup>1</sup> Apenas peças pouco influenciadas por perturbações externas.

Os resultados apontam para uma redução da ordem de 30% em  $F_{nr}$  com a utilização do movimento oscilatório nos carros longitudinal e transversal, ao comparar-se ensaios realizados com mesma velocidade de avanço (100%). Para estes mesmos ensaios verifica-se também uma redução sensível no erro de forma (no mínimo, de 43%).

Embora a média de  $F_{nr}$  resultante do processo realizado com oscilação desligada seja aproximadamente igual à obtida com oscilação ligada e maiores velocidades de avanço, o erro de forma é aproximadamente 50% menor. Uma variação tão grande no erro de forma perante estímulos (valores de  $F_{nr}$ ) semelhantes é contraditória, uma vez que a incerteza acerca do valor de rigidez do eixo-árvore do rebolo calculado no capítulo 4 seria da ordem de 100%. Entretanto, devem ser feitas algumas observações em relação a este resultado:

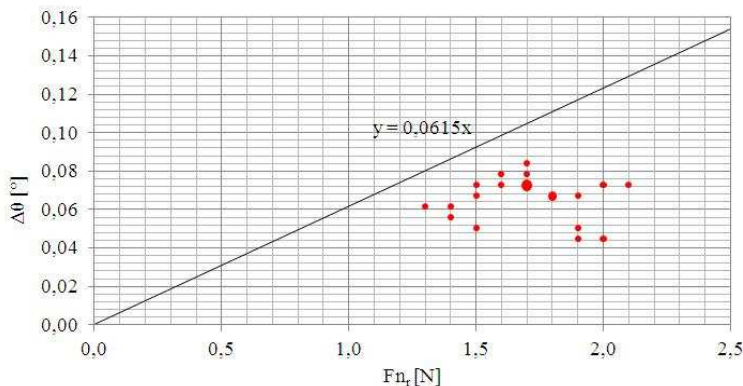
- Embora apresentem valores absolutos de  $F_{nr}$  semelhantes, os estímulos apresentam natureza distinta sobre o sistema mecânico eixo-árvore/haste de montagem/rebolo devido à oscilação dos eixos da máquina;
- A rigidez do sistema mecânico proposta pelo modelo de elasticidade do capítulo 4 considera uma força estática aplicada sobre uma viga, enquanto a força medida no processo é dinâmica, decorrente do movimento rotativo relativo entre rebolo e peça (processo com oscilação desligada), ou, adicionalmente, pelo movimento translacional relativo entre estes (processo com oscilação ligada);
- A imposição de maiores velocidades de avanço influenciou nos tempos de relaxação do sistema mecânico;

- Os ensaios dos grupos 2 e 3 foram conduzidos com diferentes velocidades de avanço e parâmetros do sistema de medição – a sensibilidade dos transdutores utilizada nos testes do grupo 2 é 13% maior que a utilizada para o grupo 3;
- Todos os ensaios com velocidade de avanço de 100% do grupo 2 foram realizados entre os mesmos ciclos de dressamento, o que aumenta a incerteza acerca do erro sistemático no ângulo do assento imposto pelo ângulo de dressamento do rebolo;
- O desvio-padrão das medições de força do grupo 2 é aproximadamente duas vezes maior que as do grupo 3B (velocidades de 200% e 250%), enquanto o desvio-padrão dos erros de forma é aproximadamente o mesmo.

#### 5.4 COMPARAÇÃO ENTRE OS RESULTADOS TEÓRICOS E EXPERIMENTAIS

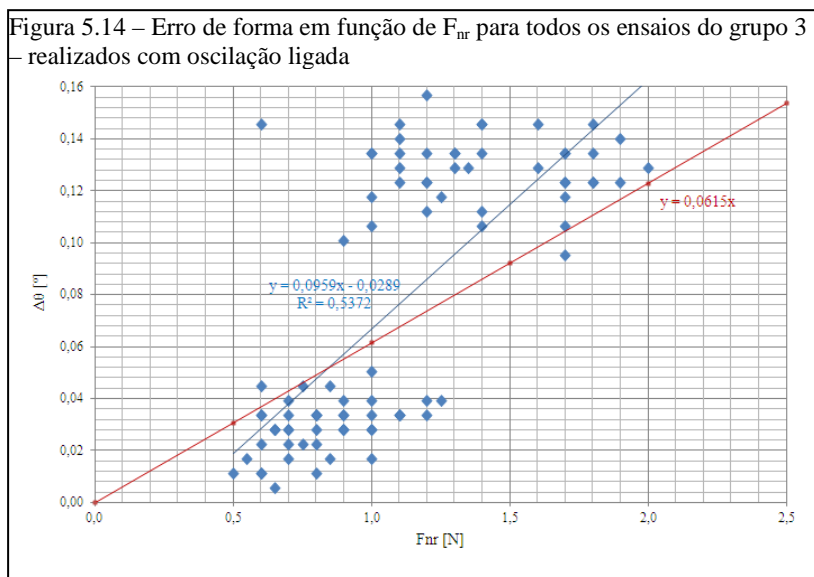
A Figura 5.13 apresenta as medições do erro de forma em função de  $F_{nr}$  para os ensaios realizados com oscilação desligada e velocidade de avanço de 100%, bem como a relação entre estas grandezas segundo a rigidez do conjunto eixo-árvore/haste de montagem/rebolo, calculada no capítulo 4. Os resultados das medições de força, obtidos por interpretação visual, foram considerados em intervalos de 0,1 N e o sistema de medição do ângulo do assento apresenta resolução de 0,1  $\mu\text{m}$  (0,0056°).

Figura 5.13 – Erro de forma em função de  $F_{nr}$  para os ensaios realizados com oscilação desligada.



Portanto, algumas peças apresentaram o mesmo par de resultados força-erro de forma e foram representados por pontos maiores. Na Figura 5.13 o maior ponto representa três peças para as quais o erro de forma e o valor de força são os mesmos. A reta e a correspondente equação representam a rigidez do sistema de fixação da ferramenta calculada no capítulo 4. Segundo estes resultados, supõe-se que o sistema de fixação da ferramenta apresenta uma rigidez maior que a calculada no capítulo 4.

A Figura 5.14 apresenta os resultados de todos os ensaios do grupo 3, de maneira semelhante à apresentada na Figura 5.13. A reta azul foi obtida por regressão linear. A equação e o coeficiente de correlação desta reta também estão representados. Percebe-se que os pontos sujeitos a erros de forma inferiores a  $0,08^\circ$  (grupo 3A) sugerem que a rigidez do sistema de fixação da ferramenta é superior à calculada no capítulo 4, enquanto os pontos com maior erro de forma (grupo 3B) apontam o contrário.

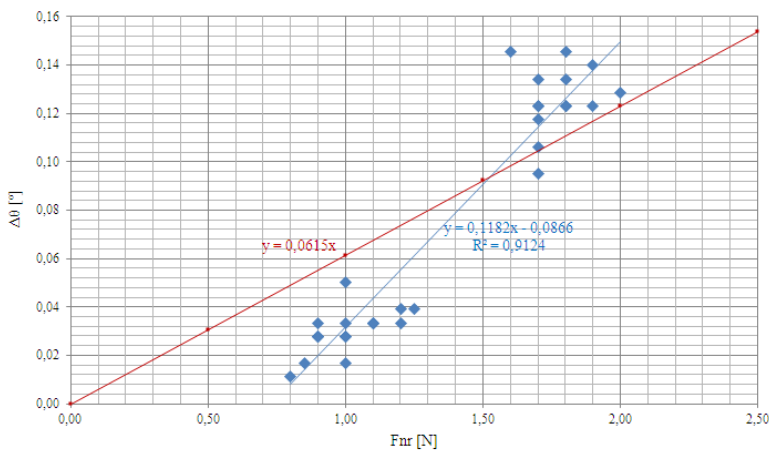


A Figura 5.15 apresenta os mesmos resultados, exceto pela remoção dos pontos considerados fortemente influenciados pelas perturbações decorrentes do contato imprevisto entre os eixos-peça e – ferramenta. Conforme apresentado no item 5.3.2.1, os sinais de força mais sujeitos a estas perturbações dificultam a interpretação, normalmente fornecendo valores de  $F_{nr}$  menores. A exclusão destes

resultados aponta para um posicionamento dos pontos de medição mais próximo à reta traçada pelo cálculo do capítulo 4.

As equações das retas representadas na Figura 5.14 e na Figura 5.15 foram obtidas pelo método dos mínimos quadrados (regressão linear simples). Os intervalos de confiança dos coeficientes angular ( $\beta_1$ ) e linear ( $\beta_0$ ) de cada reta foram calculados segundo uma análise estatística, para um nível de confiança de 95% (Montgomery, Runger, 2009), através das equações 5.2 e 5.3.

Figura 5.15 – Erro de forma em função de  $F_{nr}$  para os ensaios do grupo 3 sujeitos a pequena influência de perturbações



$$\beta_1 \pm t_{\frac{\alpha}{2}, n-2} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [y_i - (\hat{\beta}_1 \cdot x_i + \hat{\beta}_0)]^2}{n-2}} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5.2)$$

$$\beta_0 \pm t_{\frac{\alpha}{2}, n-2} \cdot \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n [y_i - (\hat{\beta}_1 \cdot x_i + \hat{\beta}_0)]^2}{n-2}} \cdot \left[ \frac{1}{n} + \frac{\bar{x}^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \right] \quad (5.3)$$

Os resultados são apresentados na Tabela 5.3. Os valores de rigidez obtidos pela regressão linear dos pontos experimentais são aproximadamente 50% menores que os obtidos pelo cálculo analítico da viga em balanço. O coeficiente linear de ambas as retas apresenta

valores elevados, uma vez que, segundo a Lei de Hooke, deveriam ser nulos. A exclusão dos resultados fortemente influenciados pelas perturbações resulta em uma redução de 19% na rigidez do sistema e reduz substancialmente a dispersão dos resultados, conforme atesta o aumento do coeficiente de correlação.

Tabela 5.3 – Comparação entre os valores de rigidez do sistema de fixação da ferramenta propostos pelos modelos analítico e experimental.

	Unidade	Modelo analítico	Grupo 3 <sup>1</sup>	Grupo 3 <sup>2</sup>
Número de peças	—	—	88	31
$\beta_1$	[°/N]	0,06	0,10	0,12
Intervalo de $\beta_1$	[°/N]	—	$\pm 0,02$	$\pm 0,01$
$\beta_0$	[°]	0	-0,03	-0,09
Intervalo de $\beta_0$	[°]	—	$\pm 0,02$	$\pm 0,02$
Rigidez proposta	[N/°]	<b>16,3</b>	<b>10,4</b>	<b>8,5</b>

NOTAS: <sup>1</sup> Todas os ensaios do grupo 3.

<sup>2</sup> Apenas peças pouco influenciadas por perturbações externas.



## 6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 6.1 CONCLUSÕES

Considera-se a retificação interna um dos processos de acabamento mais difíceis de serem controlados. Isto se deve às suas particularidades, tais como: a alta frequência de incidência dos grãos do rebolo, causando uma rápida perda de afiação; o reduzido espaço para lubrificação, refrigeração e retirada de cavacos da zona de corte; bem como a baixa rigidez do eixo-ferramenta comparada à retificação externa. A força normal de retificação causa uma deformação elástica no eixo-ferramenta, resultando em um aumento proporcional no erro de conicidade do furo usinado. Devido a esta deformação, a resposta da força normal à alteração da velocidade de avanço não é instantânea, mas assintótica. O tempo necessário para a ferramenta atingir o nível de deformação imposto pelo novo valor de força pode ultrapassar 20 segundos, resultando em uma grande diferença entre a taxa de remoção teórica e a efetiva. Disto decorre uma relação de compromisso entre um ciclo mais longo ou um elevado erro de forma.

Em algumas situações o processo de retificação interna utilizado de maneira convencional pode não atender satisfatoriamente aos requisitos mais rígidos de tolerância de forma ou de tempo de fabricação. Uma alternativa a estes casos é a retificação com força normal constante, onde um controlador varia a velocidade de avanço continuamente de modo a compensar a deformação elástica sofrida pelo eixo-ferramenta. Tal estratégia pode ser utilizada visando otimizar o desbaste quanto ao tempo ou ao custo, ou para reduzir a deflexão do eixo-ferramenta e o erro de forma do furo no acabamento.

A maior dificuldade em se controlar a força normal na retificação interna é integrar um sistema de medição direta suficientemente sensível sem reduzir a já baixa rigidez do sistema de fixação da ferramenta. A integração de sistemas piezelétricos de medição de forças da ordem de 200 N mostrou-se viável (JÜRGENHAKE, 1978), assim como o uso de medições indiretas através do monitoramento das deformações da máquina (DIETRICH, 1984). Não foram encontrados na literatura casos de utilização de sistemas de medição piezelétricos de alta sensibilidade na retificação interna.

Neste trabalho foi verificada a aplicabilidade de um sistema de medição de forças com transdutores piezelétricos para o monitoramento da força normal de retificação. Além disto, foi elaborado um modelo

que correlaciona tal força e o erro de forma do assento do cilindro do bico injetor. A realização do trabalho apresentou diversos obstáculos, sendo os mais significativos: o curto tempo disponível para execução dos experimentos (seis meses); a indisponibilidade da retificadora, a qual atendia à produção seriada da empresa; e a inexistência de meios que flexibilizassem os ensaios e as calibrações. O sistema de medição e o analisador de sinais foram previamente adquiridos e instalados por funcionários da empresa, não sendo possível realizar alterações consideráveis em sua estrutura.

### **6.1.1 Considerações sobre o processo**

A interpretação dos sinais de força constitui a maior fonte de incerteza na determinação do valor de  $F_{nr}$ . Embora tenha sido realizada uma profunda análise dos sinais obtidos, não foi possível confirmar as causas das perturbações presentes nos sinais de medição. Recomenda-se a condução de novos experimentos, com a variação de parâmetros do processo ou o uso de outros sistemas de medição para elucidar e, se possível, eliminar tais causas. Outros fatores contribuíram para a redução da confiabilidade dos resultados, como a pequena magnitude das forças do processo, comparando-se a outras fontes na literatura e as forças de inércia devido à movimentação dos eixos da máquina.

A oscilação de baixa frequência imposta à ferramenta é necessária para que a tolerância referente à rugosidade na região de menor diâmetro do assento possa ser atingida. Porém, ela interfere na medição da força normal devido à variação do comprimento de contato do rebolo, e ocasiona forças de inércia decorrentes da inversão do sentido de movimentação dos eixos que dificultam a interpretação dos sinais de força. Também a movimentação dos eixos da máquina torna uma modelagem analítica do sistema dinâmico muito mais complexa e dificulta a implementação de uma malha de controle.

### **6.1.2 Considerações sobre o sistema de medição**

Embora o amplificador de carga utilizado permita a escolha de uma faixa de medição precisa dentre uma gama de valores muito ampla, a sensibilidade dos transdutores piezelétricos mostrou-se demasiadamente baixa para esta aplicação. Mesmo com uma das menores configurações possíveis no amplificador de carga, os sinais de força utilizaram aproximadamente 10% da faixa de medição disponível, resultando em uma maior suscetibilidade a ruídos no sinal de saída.



O procedimento de calibração dos transdutores apresentou uma variabilidade considerável, de até 21%. A deriva temporal, embora não afete os sinais dinâmicos de medição, interferiu diretamente na calibração dos transdutores, feita com cargas estáticas, resultando em um coeficiente linear de 0,5 N na curva. Em casos de maior exatidão nas medições, a calibração antes de cada ensaio faz-se necessária, indisponibilizando a máquina por aproximadamente 30 minutos.

Conforme constatado por Schroeter (1997), os sinais de força apresentam um desvio (“*offset*”) em relação ao zero configurado no analisador, o que requer a utilização de valores relativos de força. Eventualmente, o controlador utilizado nesta aplicação deveria utilizar como valor de referência a força medida no instante de início do fim de faiscamento.

O posicionamento dos transdutores sob o suporte do eixo-árvore da ferramenta mostrou-se inadequado. Isto porque a frequência natural do sistema mecânico resultante aproxima-se à frequência de rotação do eixo, incorrendo em uma amplificação significativa de seu desbalanceamento. Assim, foi necessária a utilização de um filtro passa-baixas no amplificador de carga, eliminando grande parte das informações contidas na componente dinâmica do sinal. Embora não tenha sido verificada, considerou-se verdadeira a hipótese de linearidade do sistema mecânico transdutores/eixo-árvore, condição necessária para a validade das medições de força com os transdutores operando em ressonância.

O analisador de sinais OROS36 é apropriado para medições de alta frequência e análise dinâmica em aplicações de acústica e vibrações. Sua baixa flexibilidade impossibilita o usuário de programar uma interface personalizada ou de integrar um eventual controlador PID ao sistema de aquisição. Algumas funções simples, como a superposição de sinais num mesmo gráfico ou a utilização de filtros digitais não puderam ser realizadas de maneira satisfatória.

### 6.1.3 Considerações sobre o método de condução dos ensaios

O ângulo na ponta do rebolo decorrente de cada ciclo de dressamento influenciou de forma sistemática sobre o ângulo do assento em cada bateria de ensaios. Como o ângulo resultante no rebolo não é conhecido, não é possível a distinção entre a contribuição decorrente do aumento da velocidade de avanço e a decorrente do dressamento.

O comportamento de  $F_{nr}$  com a variação da velocidade de avanço foi influenciado pela utilização de pontos fixos de troca de velocidade. Embora o aumento da velocidade de avanço ocasione um aumento da

taxa de variação da força normal, há menos tempo para relaxação do sistema haste de montagem-rebolo, compensando parcialmente aquele efeito.

#### **6.1.4 Considerações sobre os resultados experimentais e o modelo analítico**

A dependência do erro de forma do assento em relação à força normal de retificação foi caracterizada por um modelo analítico, o qual descreve a deformação elástica sofrida por uma viga de geometria semelhante à do sistema de fixação do rebolo quando submetida a uma força estática. Possíveis diferenças, decorrentes da natureza dinâmica da força normal sobre o sistema de fixação, foram desconsideradas. As duas principais fontes de incerteza deste modelo são o módulo de elasticidade do material do suporte e algumas simplificações geométricas, principalmente no inserto de CBN.

A flexão da viga foi examinada na presença de cada componente, radial e axial, independentemente. Posteriormente, foi avaliada a influência das duas componentes simultaneamente. A viga referente ao modelo de flexão radial possui cinco seções transversais distintas e apresentou um limite de 1,95 N para  $F_{nr}$ . O modelo de flexão axial foi aproximado a um cilindro de diâmetro de 2,9 mm (o mesmo do quarto segmento do modelo anterior) e apresentou um valor máximo de 61,3 N para  $F_{na}$ . Verificou-se que o limite de força de flexão radial para que o erro de forma se mantenha dentro da tolerância é apenas 1,8% maior que o limite de força normal (que combina ambas as componentes), confirmando que a simplificação feita para o modelo de flexão axial em pouco prejudicou a exatidão do resultado.

Os resultados experimentais evidenciam um contato inesperado entre os carros porta-ferramenta e porta-peça antes da etapa de retificação em vazio, cuja causa não foi elucidada. Tal contato ocorreu aleatoriamente, em aproximadamente dois terços dos ensaios do grupo 3, embora nos ensaios do grupo 1 não tenha sido detectado. Foram conduzidas duas análises dos resultados do grupo 3, uma utilizando todas as peças e outra utilizando apenas as peças menos influenciadas por este contato. Concluiu-se que a eliminação das peças fortemente influenciadas pelo contato permitia uma análise visual mais fácil dos sinais de força, e resultou em um aumento aproximado de 25% e redução da ordem de 60% na dispersão das medições de  $F_{nr}$ . Por outro lado, nenhuma influência significativa sobre o erro de forma foi percebida.

Os ensaios do grupo 2 foram realizados com a oscilação dos eixos desligada. Estas peças apresentaram, em média, maiores valores de força e erro de forma (1,70 N e 0,066°, respectivamente) que as equivalentes do grupo 1 (1,02 N e 0,030°), sendo estas apenas as pouco sujeitas ao contato entre os eixos. Embora sobrecarregada, a ferramenta mostrou-se capaz de fabricar, dentro da tolerância, o número mínimo de peças entre dois ciclos de dressamento, para a velocidade de avanço utilizada na produção seriada. Na velocidade de avanço de 150%, entretanto, a ferramenta foi danificada e a 200% quebrou na usinagem da primeira peça.

Os resultados apontam uma diferença significativa entre os ensaios realizados com velocidade de avanço de série – grupo 3A (1,02 N e 0,030°) e os conduzidos com maiores velocidades de avanço – grupo 3B (1,77 N e 0,126°). Entretanto, não é perceptível um aumento na força e no erro de forma com a velocidade de avanço a partir de 200%, provavelmente devido à forma de condução dos ensaios, onde os pontos de troca de velocidade de avanço foram mantidos constantes, conforme comentado no item 6.1.3.

O modelo analítico apontou para uma relação linear entre o deslocamento da linha elástica de cada segmento da viga e a componente normal de força (Figura 4.4). Isto confirma a hipótese de que o erro de forma do furo aumenta de maneira aproximadamente linear com as forças de retificação. A rigidez fornecida pelo modelo é de 16,3 N/°. Através de uma regressão linear foi obtida a relação entre  $F_{nr}$  e o erro de forma para os dados experimentais do grupo 3. A abordagem considerando todas as peças aponta para uma rigidez de 10,4 N/° (redução de 36% em relação ao modelo analítico). A análise que desconsidera os sinais fortemente influenciados pelo contato entre os eixos da máquina indica uma rigidez ainda menor: 8,5 N/° (48% menor que o modelo analítico).

## 6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A implementação de um sistema de controle da força normal neste processo é uma tarefa seguramente mais difícil que nos demais casos encontrados na literatura (DIETRICH, 1984; JÜRGENHAKE, 1979), principalmente devido à magnitude das forças envolvidas e ao movimento oscilatório dos eixos da máquina. Assim, sugere-se que algumas alterações sejam feitas antes do projeto e aplicação de um controlador.

O item com maior potencial de melhoria a ser revisto é o sistema de medição. Para a medição de forças da magnitude das que ocorrem neste processo são necessários transdutores com maior sensibilidade que

os utilizados. São encontrados no mercado transdutores com sensibilidade superior a 100 pC/N, possibilitando identificar variações da ordem de 5 mN na força aplicada. Entretanto, deve-se atentar para a redução da rigidez da máquina decorrente da instalação de tais transdutores. Recomenda-se a fixação do transdutor no eixo-peça, o mais próximo possível da zona de corte, para que a frequência natural do sistema mecânico formado seja muito maior que a rotação da peça. É importante que fluxos secundários de força sejam evitados ou ao menos reduzidos, com a utilização de materiais de baixa rigidez. Deve ser verificada a linearidade do sistema de medição para garantir a integridade de eventuais análises espectrais a serem realizadas.

Recomenda-se a análise numérica dos sinais, através da extração dos dados e exportação para uma planilha de cálculo, o que garante maior exatidão que a interpretação visual. Também é importante a verificação da atenuação dos sinais de força decorrente da utilização de filtros passa-baixas, caso sejam utilizados para facilitar a interpretação visual.

A utilização de outro analisador de sinais, com maior flexibilidade para integração com os sistemas de monitoramento e controle da máquina, para a programação de funções para automatização das medições e análises, bem como a integração com um sistema de controle seria mais adequada para esta aplicação. Existem no mercado diversos programas com tais características, destinados à aquisição e tratamento de sinais.

A integração do sistema de monitoramento por emissão acústica, ao menos para auxiliar na interpretação dos dados, pode ser de grande valia, devido à alta sensibilidade característica deste princípio de medição.

É fundamental a identificação e supressão das causas do contato imprevisto entre os eixos da máquina, a fim de assegurar a confiabilidade das medições e facilitar a configuração do controlador.

A realização de testes para o levantamento das constantes  $C_0$  e  $C_1$ , que caracterizam o desgaste do rebolo, seria útil para a análise do comportamento da força normal em função do tempo, bem como para a determinação do instante ótimo para o dressamento.

Um aumento considerável da rigidez da haste de montagem não é possível para este caso, uma vez que a redução do seu comprimento e o aumento do seu diâmetro são impossibilitados pelas dimensões da peça a ser retificada. Além disto, o aumento do módulo de elasticidade pela escolha de outro material não será significativo, uma vez que esta propriedade já apresenta um valor considerável para o metal-duro K30.

## 7 REFERÊNCIAS

- ARDELT, T.; MEYER, H. Konditionieren keramisch gebundener Diamantschleifscheiben mit CNC-Formrollen. 1<sup>st</sup> Conference on Grinding. **VDI-Fortschrittberichte**. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2003.
- BEER, F.; JOHNSTON, R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron Books. 1996.
- DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; McCONNEL, K. G. **Instrumentation for engineering measurements**. 1st ed. New York: J. Wiley, 1984.
- DIETRICH, H.J. **Optimierregelung für das Innenrundscheifen**. München: Carl Hansen Verlag, 1984.
- FLESCH, C.A. **Circuitos eletrônicos aplicados à engenharia mecânica**. Apostila da disciplina: Circuitos eletrônicos aplicados à engenharia mecânica. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis: 2005.
- HAMMOND, J.; SHIN, K. **Fundamentals os signal processing for vibration engineers**. Clichester: J. Wiley, 2008.
- HOFFMANN, K.-H., *et al.* Das Common Rail Einspritzsystem – Ein neues Kapitel der Dieseleinspritz-Technologie. **Motortechnische Zeitschrift**, n. 10, p. 576-583. [S.l.], 1997.
- JUNG, M.; DENKENA, B.; KRAMER, N. Einsatz von Acoustic Emission-Signalen zur Schleifprozessauslegung. **Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, Verfahren und Maschinen**, n. 62, p.38 – 53. Essen: Vulkan Verlag, 2005.
- JÜRGENHAKE, B. Untersuchungen zur Technologie und Dynamik des Innenrundscheifens. **Fertigungstechnische Berichte, Band 13 – Innenrundscheifen**. Hannover: Resch Verlag, 1979.
- KARKI, J. **Singnal conditioning piezoelectric sensors**. Application report SLOA033A. Texas Instruments, 2000.

KARPUSCHEWSKI, B.; PAUL, T. Simulation der Randzonenbeeinflussung beim Schleifen. **VDI – Zeitschrift**, n. 9, p. 94 – 98. [S.l.], 1993.

KARPUSCHEWSKI, B. Sensoren zur Prozessüberwachung beim Spanen. **Fortschrittsbericht VDI Reihe 2**, n. 581. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2001.

KIRCHHEIM, A.; SCHAFFNER, G.; WOLFER, P. Piezoelektrische Sensoren zur kombinierten Messung von Kräften und Acoustic Emission für die Prozeßüberwachung. **VDI-Berichte**, n. 1179. Düsseldorf: VDI, 1995.

KISTLER. **Betriebsanleitung Ladungsmeter Typ 5015A**. Winterthur: 2004.

KISTLER. **Kabel für Kraft- Drehmoment- und Dehnungssensoren**. Winterthur: 2009.

KISTLER. **Satz Vorspannelemente Typ 9461**. Winterthur: 2004.

KISTLER. **VarioCOMP Mehrkomponenten Kraftsensoren**. Winterthur: 2009.

KLOCKE, F.; KÖNIG, W. **Fertigungsverfahren – Band 2: Schleifen, Hohnen, Läppen**. 4. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2005.

KMT PRECISION GRINDING. Catálogo **UVA Nomyline**. Bromma: 2006.

KÖNIG, W. **Fertigungsverfahren – Band 1: Drehen, Fräsen, Bohren**. 3. Auflage. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990.

KÖNIG, W. *et al.* Prozeßüberwachung beim Bohren, Fräsen und Schleifen unter Verwendung neuer Auswertstrategien. **VDI-Berichte**, n. 1179. Düsseldorf: VDI, 1995.

MINKE, E. **Handbuch zur Abrichttechnik**. 1. Auflage. Eislingen: Dischner Druck und Verlag, 1999.

MONTGOMERY, D.; RUNGER, G. **Estatística aplicada e probabilidade para engenheiros**. 4. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

MUCKLI, J. Sensorik und Prozessüberwachung beim Schleifen. **Werkstattstechnik**, [S.l.], v. 91, p. 264-268, Springer-VDI-Verlag, 2001.

NORTHROP, R. B. **Introduction to instrumentation and measurements**. 1st ed. Boca Raton: CRC Press, 1997.

OROS. **Reference Manual OROS 3-series/NVGate®**. Version 3.10. [S.l.], jan. 2006.

PIEZOTRONICS. **General Piezoelectric Theory**. Disponível em: <<http://www.pcb.com/techsupport/>>. Acesso em: 2 de março de 2010.

POPOV, E. **Introdução à mecânica dos sólidos**. 1. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1978.

ROBERT BOSCH. **Dieselmotor-Management**. Bosch Magazine.[S.l.], set. 1999.

\_\_\_\_\_. **Grundkörper**: desenho técnico. 20 abr. 2008. N. PA\_0287W018. Folha 1.

\_\_\_\_\_. **Kraftfahrzeugtechnisches Taschenbuch**. 25. Auflage. Wiesbaden: Vieweg Verlag, 2003.

\_\_\_\_\_. **Prüfzeichnung P-Düsenkörper**: desenho técnico. 03 jun. 2009. N. 2439922971-3-5. Folha 3.

\_\_\_\_\_. **Schleifdornaufnahme**: desenho técnico. 11 jul. 2007. N. HC\_0145W109. Folha 1.

\_\_\_\_\_. **Schleifkörper**: desenho técnico. 07 abr. 2008. N. PA\_0225W024. Folha 1.

\_\_\_\_\_. **Statistik EWQ**. Disponível em: <[http://www.intranet.bosch.com/c/qm/documents/Information/Statistik\\_EWQ\\_D.pdf](http://www.intranet.bosch.com/c/qm/documents/Information/Statistik_EWQ_D.pdf)>. Acesso em: 20 de novembro de 2009.

\_\_\_\_\_. **Technische Unterrihtungen – Lochdüsen**. Disponível em: <[http://www.intranet.bosch.com/ds/era/Technische\\_Unterrichtungen/lochduesen.htm](http://www.intranet.bosch.com/ds/era/Technische_Unterrichtungen/lochduesen.htm)>. Acesso em: 22 de novembro de 2009.

SCHNELL, G. **Sensoren in der Automatisierungstechnik**. 2. Auflage. Braunschweig: Vieweg Verlag, 1993.

SCHROETER, R. B. **Usinagem de ultraprecisão de elementos ópticos transmissivos no espectro infravermelho**. 1997. 194 f. Tese (Doutorado) – Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1997.

SEDRA, A.; SMITH, K. **Microelectronic circuits**. 4th ed. New York: Oxford University Press, 1998.

SMITH, E. **Principles of Industrial Measurements for Control Applications**. 1. ed. New York: Instrument Society of America, 1984.

TELEMETRY GROUP OF THE RANGE COMMANDERS COUNCIL. **Instrumentation Engineers Handbook**. White Sands: 2005.

THE INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS. **IEEE Guide on Shielding Practice for Low-Voltage Cables**. [S.l.], 1995.

TÖNSHOFF, H. K.; DENKENER, B. **Spanen – Grundlagen**. 2. Auflage. Berlin: Springer Verlag, 2004.